UNIVERSITY OF TORONTO
3 1761 00044859 7

Verdampfen, Kondensieren und Kühlen.

Verdampfen, Kondensieren und Kühlen.

Erklärungen, Formeln und Tabellen

für den

praktischen Gebrauch.

Von

E. Hausbrand,

Kgl. Baurat.

Mit 36 Figuren im Text und 74 Tabellen.

Vierte, vermehrte Auflage.

Berlin.

Verlag von Julius Springer.

1909.

Alle Rechte, insbesondere das der
Übersetzung in fremde Sprachen, vorbehalten.

TP
363
H3
1909
646523
26. 11. 52

Druck der kgl. Universitäts-Druckerei von H. Stürtz in Würzburg.

Vorwort zur ersten Auflage.

Die Aufgaben, welche bei der Konstruktion von Apparaten für die Verdampfung, Kondensation und Kühlung zu lösen sind, hängen eng mit den Gesetzen der Wärme-Übertragung zusammen. Wenngleich diese physikalischen Gesetze im allgemeinen wohl als bekannt angesehen werden können, so fehlt uns doch oft die zuverlässige Kenntnis der in jedem der so verschiedenen Fälle gültigen Erfahrungs-Koeffizienten, ohne welche die ausführenden Ingenieure nun einmal nicht zu schaffen vermögen. Unzählige Versuche sind von mehr oder weniger kompetenten Experimentatoren zur Beseitigung dieses Mangels angestellt worden, aber die gefundenen Resultate sind in der Literatur zerstreut, oft nur für ganz spezielle Fälle und bisweilen ohne Berücksichtigung aller obwaltenden Umstände gewonnen. Viele werden als wertvolle Schätze von ihren Gewinnern geheim gehalten.

Auch die sehr verdienstvolle, auf Veranlassung des Vereines deutscher Ingenieure von Herrn Professor Dr. Mollier in der „Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure“ 1897, Nr. 6 und 7 veröffentlichte Arbeit, in welcher der gegenwärtige Stand unseres Wissens über diese Verhältnisse sehr klar dargelegt wird, gibt, wie es auch nicht ihre Absicht ist, direkt für die Praxis zu verwendende Zahlen nicht.

Hierzu sind neue Versuche in größerem Maßstabe erforderlich, welche alle im Betriebe eintretenden Umstände, besonders auch die absolute Größe der Heizflächen berücksichtigen müßten. Neuerdings hat der Verein deutscher Ingenieure diesem Gebiet sein Interesse zugewandt. Seine

Kompetenz und seine reichen Mittel lassen die besten Erfolge erwarten.

Auch für die Beantwortung anderer bei der Konstruktion von Verdampfungs- und Kühlungs-Anlagen auftretenden Fragen fehlt zurzeit die auf genaue und vielseitige Versuche gestützte Kenntnis der Vorgänge, z. B. diejenige des Druckes, den verdünnte oder komprimierte Gase und Dämpfe auf schwebende Tropfen ausüben — diejenige der Reibungswiderstände verdünnter Dampfströme in weiten Rohren und andere.

Es wäre sehr zu wünschen, daß in absehbarer Zeit auch diese Lücken durch geordnete und zuverlässige Versuche zum Nutzen der gesamten Technik ausgefüllt würden.

Aber noch ehe diese Wünsche erfüllt sein werden, müssen doch alle Arten von Apparaten dieser Gattung gebaut werden, und da unseres Wissens ein Buch fehlt, in dem, so weit es angeht, die meisten der die Verdampfung betreffenden Fragen und Umstände (insbesondere hinsichtlich der Hauptabmessungen und der zu erwartenden Leistung von Apparaten) für die Praxis zusammenhängend erörtert werden, so ist in den folgenden Blättern ein Versuch dazu unternommen worden.

Es sind hierbei sowohl allgemein zugängliche Materialien, als auch höchst wertvolle Nachrichten von wohlgesinnten Freunden und endlich die in einer längeren Praxis gesammelten Erfahrungen und Versuchs-Resultate verwendet worden.

Aber es liegt in der Natur der oben angedeuteten Umstände, daß manches in diesen Erörterungen hypothetischen Charakter haben muß, was der freundliche Leser berücksichtigen wolle.

Die knapp bemessene Zeit gestattet es dem auf diesem Gebiet nicht ganz heimischen Ingenieur oft nicht, die für die Verwendung in einem speziellen Fall schnell benötigten Angaben durch längeres Studium in der Fachliteratur zu suchen, oder längere Rechnungen anzustellen, daher sind, wo es tunlich erschien, Tabellen eingefügt worden, welche für viele vorkommende Fälle die leicht zu findende Antwort auf bestimmte gestellte Fragen enthalten. Diese Tabellen gewähren

außerdem den Vorteil des klaren Überblickes über die Wirkungen, die veränderte Annahmen erzeugen, welchen Vorteil die Konstrukteure wohl zu schätzen wissen.

Bei der ungemeinen Vielgestaltigkeit der in der Industrie verwendeten Apparate und Maschinen, dem steten und schnellen Wechsel ihrer Bedürfnisse und ihrem raschen Fortschritt auch auf diesem Gebiet ist eine vollkommene Behandlung aller möglichen Fälle allerdings nicht wohl zu erreichen.

Leitend bei der Abfassung dieser Arbeit war der Wunsch, möglichst vollkommene und zuverlässige Hilfe für die bei der Konstruktion und im Betriebe von Apparaten zur Verdampfung, Kondensation und Kühlung zu lösenden Aufgaben zu schaffen. Wenn sie nicht ganz diesen Wunsch erfüllt, so wird sie vielleicht als ein brauchbares Fundament für fernere Bemühungen zu betrachten sein.

Nun bleibt die angenehme Pflicht, unsern Dank auszusprechen allen Freunden, die durch Mitteilung von Erfahrungsresultaten den Inhalt dieser Blätter bereichern halfen und dem Herrn Verleger für die würdige Ausstattung des Buches.

Berlin, August 1899.

Vorwort zur zweiten Auflage.

Eine zweite Auflage dieses Buches ist in so kurzer Zeit nach dem Erscheinen der ersten nötig geworden, daß sich zu erheblichen Änderungen kein Anlaß bot.

Abgesehen von kleinen Berichtigungen, die zum Teil durch die freundliche Kritik hervorgerufen sind, ist die vorliegende Auflage ein unveränderter Abdruck der ersten.

Möchte die wohlwollende Aufnahme der früheren auch dieser zu Teil werden.

Berlin, im April 1900.

Vorwort zur dritten Auflage.

Für die dritte Auflage konnte eine weitere Anzahl neuerdings veröffentlichter, direkt mitgeteilter und eigener an größeren Apparaten gewonnener Versuchsresultate über Wärmeübertragung verwertet werden.

Hier und da ist im Text eine Zahl oder eine Angabe neueren Erfahrungen entsprechend geändert worden. Im ganzen ist aber die Anlage und Ausführung geblieben wie sie war, da manche Nachrichten und Erfahrungen zeigten, daß die in diesem Buche gegebenen Ratschläge mit Erfolg verwendet werden konnten.

Inzwischen sind auch in anderen Ländern Ausgaben dieses Buches erschienen oder unter der Presse: England, Italien, Rußland.

Mit dem Wunsche, daß auch diese Auflage geneigte Leser finde, verbindet der Verfasser die freundliche Bitte, ihm von gelegentlichen, zuverlässigen Beobachtungen über Wärmetransmission Mitteilung zu machen, um die Kenntnis dieses Gebietes mehr und mehr zu vertiefen.

Berlin, im Juni 1904.

Vorwort zur vierten Auflage.

In diese Neubearbeitung konnten die Resultate von mehreren neuen wissenschaftlichen Untersuchungen aufgenommen werden, die von kompetenten Experimentatoren gefunden und veröffentlicht worden sind, so diejenigen über Wärmeaufnahme der Luft, Widerstände und Wärmeverluste in Dampfleitungen, Wärmeleitung der Isoliermittel, Wirkung der Kondensatoren und andere.

Die Tabellen 7 und 8 sind diesmal nicht beigegeben worden, weil neuere Beobachtungen sie als nicht einwandfrei erwiesen haben, ohne indes schon die Aufstellung zuverlässigerer Tabellen zu ermöglichen. Hoffentlich gestatten fernere sichere Untersuchungen, berichtigte Tabellen in die folgende Auflage aufzunehmen.

Dagegen ist eine erfreuliche Zahl weiterer Beobachtungen über Wärmedurchgang aus der Praxis gesammelt worden, welche für die Bestimmung oder Ergänzung bekannter Regeln wertvoll sind. Soweit diese Schätze mir von wohlwollenden Freunden zugegangen sind, spreche ich auch an dieser Stelle den gütigen Gebern verbindlichsten Dank aus.

Berlin, im November 1908.

Der Verfasser.

Inhaltsverzeichnis.

Abschnitt		Seite
	Vorwort	V
	Inhaltsverzeichnis	IX
	Verzeichnis der Tabellen	XIV
	Bedeutung der Buchstaben	XVIII
	Einleitung	1
I.	**Vom Wärme-Transmissions-Koeffizienten k und der mittleren Temperatur-Differenz ϑ_m**	2
	Logarithmische Gleichung für ϑ_m, Fig. 1—4	3
	Endliche Gleichung für ϑ_m, Tab. 1	6
II.	**Gleichstrom und Gegenstrom,** Tab. 2, Fig. 5	9
	Eigenschaften einiger Brennstoffe, Tab. 3	13
III.	**Die Anlagen zum Heizen mit direktem Feuer**	14
	Transmissions-Koeffizient k_t, Tab. 4, Fig. 6	15
IV.	**Das Einblasen von gesättigtem Wasserdampf**	18
V.	**Der überhitzte Wasserdampf**	20
	Wärmeverbrauch zum Überhitzen, Tab. 5	21
	Volumen des überhitzten Dampfes, Tab. 6	22
	Heizfläche der Überhitzer	23
	Transmissions-Koeffizient k	24
VI.	**Verdampfung vermittelst heißer Flüssigkeiten**	26
VII.	**Von der Wärmeübertragung im allgemeinen und der des gesättigten Wasserdampfes im besonderen**	27
	Mindernde und fördernde Einflüsse auf die Wärmeübertragung	28
	Eigenschaften des gesättigten Dampfes, Tab. 9	30
	Einfluß der Wanddicke, Tab. 10 und 11, Fig. 7	36
VIII.	**Wärmeübertragung des gesättigten Dampfes in Rohren (Schlangen) und Doppelböden**	44
	A. Heizrohre (Schlangen)	44
	Transmissions-Koeffizient k_v beim Verdampfen, Tab. 12	45
	Verdampfungs-Leistung kupferner Rohre, Tab. 13	49
	Transmissions-Koeffizient k_t beim Erwärmen	50
	B. Abmessung der Verdampfungsrohre	51
	Dampfgewicht, das stündlich durch Ventile eintritt, Tab. 14	57

Abschnitt		Seite
VIII.	C. Doppelböden und weite Heizmäntel	58
	Ihre Wärme-Übertragung an siedende	59
	und nicht siedende Flüssigkeit (Trommeln)	60
	Erwärmung von Luft und Gasen	62
	Verdunstung heißer Laugen an offener Luft	65
IX.	**Verdampfung in Vakuum**	65
	Erniedrigung des Siedepunktes, Tab. 15	67
	Wärme-Übertragung	70
X.	**Von den Mehrkörper-Verdampf-Apparaten**	71
	A. Verdampfungs-Leistung jedes Körpers	71
	Dampfverbrauch jedes Körpers, Fig. 9, 10 u. 11	74
	Erhöhung des Siedepunktes der unteren Saftschichten, Tab. 16, Fig. 12.	81
	Dampfentwicklung jedes Körpers, Tab. 17	86
	B. Trockengehalt der Säfte in jedem Körper, Tab. 18	99
XI.	**Mehrkörper-Verdampf-Apparate, aus denen Extradampf abgegeben wird**	105
	A. Verdampfungs-Leistung jedes Körpers, Tab. 19, Fig 13	106
	B. Trockengehalt der Säfte in jedem Körper, Tab. 20 und 21	112
XII.	**Wassergewicht, das aus 100 kg Lauge zu verdampfen ist, um deren ursprünglichen Trockengehalt von 1 bis 25 % auf 20 bis 70 % zu erhöhen,** Tab. 22	119
XIII.	**Das gegenseitige Verhältnis der Heizflächen der einzelnen Körper bei Mehrkörper-Verdampf-Apparaten und ihre wahre Größe**	121
XIV.	**Vom Druck, den Dampf- und Gasströme auf schwebende Wassertropfen ausüben**	127
XV.	**Von den Wegen schwebender Wassertropfen, auf die Dampf- und Gasströme wirken**	132
	A. Vertikaler Dampfstrom und fallende Tropfen, Tab. 23	132
	B. Horizontaler oder geneigter Dampfstrom auf fallende Tropfen, Fig. 14, Tab. 24	136
	C. Vertikaler Dampfstrom und schräg abgeschleuderte Tropfen, Fig. 15, Tab. 25	138
XVI.	**Das Emporschleudern der Masse aus siedender Flüssigkeit**	142
	A. Die Steighöhen der Massen, wenn sie vom Dampfstrom beeinflußt werden	142
	B. Die Springhöhe der Massen, wenn sie nicht vom Dampfstrome beeinflußt werden	144
	1. Bei Dampfheizkörpern mit vertikalen Heizrohren, Tab. 26, a, b, c, d	144
	2. Bei Dampfheizkörpern in Form von Schlangen und Doppelböden und bei offenem Feuer, Tab. 27	162

Abschnitt Seite

XVI. C. Der Einfluß des Dampfstromes auf emporgeschleuderte Tropfen 163
D. Der Einfluß des Dampfstromes auf emporgeschleuderte Blasen, hohle Tropfen, und die Mittel, ihren Verlust zu verhüten, Tab. 28 . 165
E. Volumen-Vergrößerung aufsteigender Dampfblasen, Tab. 29 170

XVII. Die Weite der Rohrleitungen für Wasserdampf, Alkohol-Wasserdampf und Luft.

A. Für Wasserdampf 171
Vergleich der Resultate der Formeln von Fischer und Gutermuth und Eberle, Tab. 30 174
Geschwindigkeit des Wasserdampfes in Rohren von 20 m Länge, bei 0,5% Druckverlust, Tab. 31 175
Dampfgewicht, das dabei stündlich durch die Rohre strömt, Tab. 32 178
B. Für Alkohol-Wasserdampf 182
Geschwindigkeit des Alkohol-Wasserdampfes in Rohren von 3 m Länge bei 0,5% Druckverlust, Tab. 33, und Dampfgewicht, das dabei stündlich durch die Rohre strömt, Tab. 34 182
C. Für Luft 184
Luftgeschwindigkeit und Luftgewicht, das bei 0,5% Druckverlust stündlich durch die Rohre strömt, Tab. 35 . . . 188

XVIII. Die Weite der Wasserrohrleitungen, Tab. 36 191

XIX. Wärmeverlust der Apparate und Rohrleitungen an die umgebende Luft 202
A. Wärmeverlust durch Strahlung und Leitung
1. Nach E. Péclets Gleichungen, Tab. 37 202
Vergleich von Versuchs- und Rechnungs-Resultaten, Tab. 38 204
Wärmeverlust pro laufenden Meter Rohr und Quadratmeter Fläche, Tab. 39 210
2. Nach einer neueren Gleichung, Tab. 40 215
Wärmeverlust der Mehrkörper-Verdampf-Apparate . . 218
B. Wärmeschutzmittel 218

XX. Von den Kondensatoren 221
A. Die Einspritz-Kondensatoren 223
1. Allgemeines, Fig. 16 u. 17 223
2. Die erforderliche Kühlwassermenge, Tab. 41 228
3. Der Durchmesser der Wasser-Zuflußrohre 228
4. Das Ablauf- oder Fallrohr der trockenen Kondensatoren, Tab. 42 230
5. Wasserverteilung im Kondensator 235
a) Durch Überlauf, Fig. 18, Tab. 43 235
b) Durch Siebplatten, Tab. 44 237

Abschnitt		Seite
XX.	6. Der Durchmesser der Dampfzuleitungen	240
	7. Der Durchmesser der Luftableitungen	241
	8. Die Erwärmung des Einspritzwassers	241
	Vergleich von Oberfläche und Inhalt der Wasserkörper, Tab. 45	243
	Wie tief die Wärme in das Wasser eindringt, Tab. 46	
	9. Volumen von 1 kg Luft bei verschiedenem Druck, Tab. 47	250
	10. Freie Fallhöhen in 0,05—1,7 Sekunden, Tab. 48	254
	11. Abmessungen der nassen Einspritz-(Gleichstrom)-Kondensatoren, Tab. 49	255
	12. Abmessungen der trockenen (Fallrohr-)Einspritz-(Gegenstrom-)Kondensatoren, Tab. 51	261
	Erwärmung der Wasserstrahlen im Stufen-Kondensator, Tab. 50	262
	B. Oberflächen-Kondensatoren (Kühler)	270
	1. Oberflächen-Gefäß-Kondensatoren mit Wasserkühlung, Fig. 19, 20, 21	271
	a) Die Temperatur-Differenzen, Tab. 52	271
	Bei der Kondensation	274
	Bei der Kühlung	275
	b) Die Transmissions-Koeffizienten k_c und k_k	278
	Bei der Kondensation, Tab. 53	278
	Bei der Kühlung	281
	c) Die Kondensations- und Kühlflächen, Tab. 54	282
	Dampf- und Luftgewicht, das stündlich durch Rohre von 10 bis 100 mm Drm. strömt, Tab. 55	296
	Wassergewicht, das stündlich in Gefäßen von 300 bis 1250 mm Drm. aufsteigt, Tab. 56	296
	d) Abmessungen der Kondensations- und Kühlrohre, Tab. 57	297
	Beispiele für die Abmessungen der Rohre, Tab. 58	300
	2. Oberflächen-Gefäß-Kondensatoren mit Luftkühlung, Tab. 59 und 60	303
	3. Oberflächen-Riesel-Kondensatoren, Tab. 61	308
XXI.	**Die Erwärmung der Flüssigkeiten,** Tab. 62	312
	A. Bei konstanter Flüssigkeitsmenge	312
	1. Durch Dampfrohre in der Flüssigkeit	312
	Ohne Rührwerk, Tab. 62	315
	Mit „	315
	2. Durch Doppelböden	316

Abschnitt Seite

XXI. B. Bei kontinuierlichem Zufluß und Abfluß der Flüssigkeit 317
1. Dampfschlangen in der Flüssigkeit 317
2. Durch doppelwandige Gefäße 319
Ohne Rührwerk 319
Mit „ 320
C. Durch ruhenden Dampf, während die Flüssigkeit durch Rohre strömt, Tab. 63 310

XXII. Das Kühlen der Flüssigkeiten 324
A. Durch eingeschüttetes Eis 324
B. Durch Zumischung von kalter Flüssigkeit . . 325
C. Durch teilweise Verdampfung 325
D. Durch eine kältere Flüssigkeit an Metallwand
1. Kontinuierliche Gegenstromkühlung, Tab. 64, 65, 66 . . 326
2. Periodische Kühlung, Tab. 67 338
3. Zur Eiserzeugung 344
E. Rieselkühler, Tab. 68 345
F. Kühlung mit kalter Luft durch eine Metallwand 350
G. Direkte Kühlung des Wassers durch Luft, Tab. 69, 70 350
H. Die Kühlung der Luft durch Wasser, Tab. 70 . . 363

XXIII. Das Luftvolumen, welches die Luftpumpen aus Kondensatoren absaugen müssen.
A. Allgemeines 367
B. Luftvolumen, das aus nassen Einspritz-Kondensatoren abzusaugen ist, Tab. 72 368
C. Luftvolumen, das aus trockenen Einspritz-Kondensatoren abzusaugen ist, Tab. 73 380
D. Luftvolumen, das aus Oberflächen-Kondensatoren abzusaugen ist 397

XXIV. Einiges von Luftpumpen und welche Luftverdünnung mit ihnen zu erreichen ist 399
A. Nasse Klappen-Luftpumpen 399
B. Schieber-Luftpumpen, Tab. 74 400

XXV. Der volumetrische Nutzeffekt der Luftpumpen.
A. Luftpumpen ohne Druckausgleich 403
B. „ mit „ Tab. 75 406

XXVI. Volumen, das aus Gefäßen abgesaugt werden muß, um den ursprünglichen inneren Druck auf einen bestimmten kleineren zu verringern, Tab. 76 415

Wärmetransmissions-Koeffizienten 419

Alphabetisches Sach-Register 421

Verzeichnis der Tabellen.

Nummer		Seite
1.	Mittlere Temperatur-Differenzen	8
2.	Vergleich der Heizflächen beim Gegenstrom und beim Gleichstrom	11
3.	Eigenschaften einiger Brennstoffe	12
4.	Heizfläche um 100 kg Wasser im Kesselkanal zu erwärmen	16
5.	Spezifische Wärme des überhitzten Wasserdampfes	21
6.	Volumen von 1 kg überhitztem Wasserdampf	22
9.	Eigenschaften des gesättigten Wasserdampfes nach Zeuner	30
9a.	„ „ „ „ nach Wiebe	32
10.	Abnahme des Wärme-Transmissions-Koeffizienten k mit der zunehmenden Metallwanddicke	40
11.	Vergleich des Wärme-Transmissionskoeffizienten k bei Kupfer-, Eisen- und Bleirohren	41
12.	Wärme-Transmissions-Koeffizient k_v zwischen Dampf und siedendem Wasser	48
13.	Stündliche Wasserverdampfung durch Kupferrohre	53
14.	Dampfgewicht, welches stündlich bei 30 m Geschwindigkeit durch Dampfventile tritt	57
15.	Siedetemperaturen einiger Flüssigkeiten im luftverdünnten Raum	69
16.	Erhöhung der Dampfspannung und Siedetemperatur in den unteren Schichten verdampfender Flüssigkeiten	82
17.	Dampfgewichte, welche in den einzelnen Körpern der Mehrkörper-Apparate entwickelt werden (ohne Extradampf)	91
18.	Verdampfungsleistung und prozentlicher Trockengehalt in den einzelnen Körpern von Mehrkörper-Apparaten (ohne Extradampf)	100
19.	Dampfgewichte, die bei Entziehung von Extradampf in jedem Körper der Mehrkörper-Apparate entwickelt werden	110
20.	Prozentlicher Trockengehalt in jedem Körper, wenn im ersten 5 bis 25 % Extradampf entzogen werden	113
21.	Prozentlicher Trockengehalt in Säften, denen noch 1 bis 38 % Wasser entzogen ist	116

Nummer		Seite
22.	Wassergewicht, das aus 100 kg Lauge zu verdampfen ist, um den ursprünglichen Trockengehalt auf einen beabsichtigten höheren zu bringen	120
23.	Geschwindigkeiten, bei denen Dampf, Luft- und Kohlensäure auf Wassertropfen einen Druck, gleich deren einfachem und doppeltem Gewicht ausüben	130
24.	Geschwindigkeiten der Gas- und Dampfströme, die unter Winkeln von 30 bis 60° nach oben auf schwebende Wassertropfen treffend, diese horizontal fortführen	138
25.	Wievielmal so groß als das Gewicht des Tropfens der Druck D sein muß, um die Tropfen mitzunehmen	142
26.	Geschwindigkeiten, mit denen siedende Flüssigkeiten aus vertikalen Heizrohren geschleudert werden, Höhen, bis zu denen sie dabei über deren Niveau steigen (h_s)	148
27.	Geschwindigkeiten des Dampfes im Dampfraum der Vakuum-Apparate	161
28	Durchmesser der Zentralrohre und Gefäße der Schaumscheider, D.R.P. 70022	166
29.	Volumenvergrößerung der Dampfblasen, die in siedenden Flüssigkeiten aufsteigen	170
30.	Druckverlust der Wasserdämpfe in Rohrleitungen	174
31.	Geschwindigkeit der Wasserdämpfe in Rohrleitungen	177
32.	Gewicht an Wasserdampf, das in 1 Stunde durch Rohre von 25 bis 900 mm Drm. strömt	178
33.	Geschwindigkeit der Alkohol-Wasserdämpfe in Rohren	180
34.	Gewicht an Alkohol-Wasserdampf, das in 1 Stunde durch Rohre von 40 bis 250 mm Drm. strömt	184
35.	Gewicht an Luft, das in 1 Stunde durch Rohre von 50 bis 300 mm Drm. strömt	188
35a.	Luftgewicht, das in 1 Stunde durch Rohre von 10—400 mm geht	189
36.	Wassermenge, die in 1 Stunde durch Rohre von 30 bis 225 mm Drm. fließt	194
37.	Wärmeverlust durch Strahlung und Leitung nach E. Péclet	204
38.	Versuchsresultate über Wärmeverluste	208
39.	Wärmeverluste der Rohre pro Meter und Stunde (Péclet)	210
40.	„ heißer Flächen pro 1 qm und 1 Stunde	215
41.	Erforderliches Kühlwassergewicht zur Kondensation von 1 kg Dampf	229
42.	Höhe der Fallrohre bei trockenen Einspritz-Kondensatoren	234
43.	Wassermenge, die in 1 Stunde über Überläufe fließt	236
44.	Wassermenge, die in 1 Stunde durch Löcher von 2 bis 100 mm Drm. abfließt und Anzahl der Löcher, durch die stündlich 4 bis 300 cbm Wasser abfließen	239
45.	Oberfläche und Inhalt und deren Verhältnis zueinander bei Wasserflächen, -Schleiern, -Strahlen, -Tropfen	243

Nummer		Seite
46.	Erwärmung der Wasserflächen, -Strahlen, -Tropfen bei unmittelbarer Berührung mit Dampf	249
47.	Volumen von 1 kg verdünnter Luft	252
48.	Fallhöhen bei freiem Fall in 0,05 bis 1,70 Sekunden	254
49.	Abmessungen der stufenlosen nassen Einspritz-Kondensatoren	258
50.	Welcher Teil der ursprünglichen Temperatur-Differenz zwischen Dampf und Wasserstrahlen in trockenen Gegenstrom-Einspritz-Kondensatoren mit Stufen ausgeglichen wird	265
51.	Abmessungen der trockenen Gegenstrom- (Fallrohr-) Einspritz-Kondensatoren	268
52.	Temperatur-Differenzen zwischen Dampf und Kühlwasser, und Kondensat und Kühlwasser in Oberflächen-Gefäß-Kondensatoren	275
53.	Wärme-Transmissions-Koeffizient k_c zwischen Dampf und nicht siedendem Wasser	280
54.	Erforderliche Kühlflächen zum Kondensieren und Kühlen von Wasser- und Alkohol-Dampf, I. u. II. Teil	284
55.	Dampf- und Luftgewicht, das stündlich durch Rohre von 10 bis 100 mm Drm. bei 1 m Geschwindigkeit strömt	296
56.	Wassergewicht des stündlich in Gefäßen von 300 bis 1250 mm Drm. bei 0,001 m Geschwindigkeit aufsteigt	296
57.	Verhältnis $\frac{\text{der Länge}}{\text{zum Durchmesser}}$ $\left(\frac{l}{d}\right)$ bei kupfernen Kondensationsrohren	297
58.	Beispiele für die Abmessungen der Kondensations-Kühlrohre	300
59.	Volumen von 1 kg Luft bei 760 mm Barometerstand und —20° bis 400° Temperatur	304
60.	Kühlfläche, um in 1 Stunde 1000 Kalorien durch Luftkühlung zu übertragen	306
61.	Kühlfläche der Riesel-Kondensatoren	310
62.	Wärme- und Heizdampf-Erfordernis zur Erwärmung von 100 kg Wasser um bestimmte Grade	314
63	Heizfläche, um mit ruhendem Dampf stündlich 1000 Liter Wasser zu erwärmen	321
64.	Wärme-Transmissions-Koeffizient k_k zwischen zwei nicht siedenden Flüssigkeiten	328
65.	Länge der Kühlrohre von 10 bis 70 mm Drm., wenn sie innere Kühlflächen von 0,25 bis 7 qm haben sollen	329
66.	a) Flüssigkeits-Volumen, das in 1 Stunde durch Rohre von 10 bis 30 mm Drm. bei Geschwindigkeiten von 0,02 bis 0,4 m strömt	332
	b) Erforderliche Rohrlänge zur kontinuierlichen Flüssigkeits-Kühlung	332
67.	Bei periodischer Kühlung: Temperatur-Differenz — Kühlwasserverbrauch — Kühlfläche	341
68.	Kühlfläche der Rieselkühler	346

Nummer		Seite
69.	Wärme-Aufnahme von 1 kg Luft durch Erwärmung und Verdunstung, erforderliches Luftgewicht und Volumen für 1000 Kal. Wärmeentziehung	353
70.	Beispiel für direkte Kühlung des Wassers durch Luft	361
71.	Kühlung der Luft durch Wasser: Temperatur-Differenz — Wasserverbrauch — Kühlfläche	366
72.	Kühlwasserbedarf und abzusaugendes Luftvolumen für 100 kg Dampf bei nassen Einspritz-Kondensatoren	371
73.	Kühlwasserbedarf und abzusaugendes Luftvolumen für 100 kg Dampf bei trockenen Einspritz-Kondensatoren	382
74.	Angabe des geringsten Druckes, der mit Luftpumpen ohne und mit Druckausgleich erreicht werden kann	402
75.	Isothermischer und adiabatischer Wert von $\frac{p_s}{p_o}$ und volumetrischer Nutzeffekt der Luftpumpen	408
76.	Volumen, welches aus Gefäßen abgesaugt werden muß, um deren inneren Druck von 1 Atm. auf einen bestimmten kleineren zu verringern	417

Bedeutung der Buchstaben.

Atm. = Atmosphären.

a_i = Volumen von 1 kg Luft in Litern.

α = Ausdehnungs-Koeffizient der Luft.

B = Wasser-Barometersäule in m.

b = Barometerhöhe in mm Quecksilbersäule.

β = Verhältnis:

$$\frac{J}{V_g} = \frac{\text{Inhalt der Luftpumpe}}{\text{Gefäßvolum}}$$

C = Kalorien (WE).

C_c = „ beim Kondensieren.

C_ε = „ „ Erwärmen.

C_k = „ „ Kühlen.

$C_l = C_\varepsilon + C_v$ Kalorien durch Luft entzogen.

C_v = Kalorien beim Verdampfen.

$C_I\ C_{II}\ C_{III}\ C_{IV}$ = Kalorien-Wärme-Verlust der einzelnen Körper (Quadruple-Effet).

c = Gesamtwärme in 1 kg Wasserdampf.

$c_1\ c_2\ c_3\ c_4$ = Wärme von 1 kg Dampf in den Körpern eines Quadruple-Effet.

Drm. = Durchmesser.

D = Dampfgewicht in kg.

D_e = Gesamt-Extradampfgewicht im Mehrkörper-Apparat.

d = Durchmesser in m.

Δ = Durchmesser des Kondensators.

δ = Dicke einer Metallwand, eines Wasserschleiers, -Strahles, -Tropfens in mm.

ε = Verhältnis:

$$\frac{V_s}{J} = \frac{\text{schädlicher Raum}}{\text{Nutzinhalt}}$$ der Luftpumpe.

e = Extradampfgewicht in kg, dem Körper eines Quadruple-Effet entzogen.

E = Eisgewicht in kg.

η = Tiefe in mm, bis zu der die Wärme in einen Wasserkörper dringt.

F = Flüssigkeitsgewicht in kg.

F_k = Gewicht der kalten Flüssigkeit.

F_w = Gewicht der warmen Flüssigkeit.

G = Gewicht eines Tropfens in kg.

g = Beschleunigung der Schwere.

γ_d = Gewicht von 1 cbm Dampf in kg.

γ_l = Gewicht von 1 cbm Luft in kg.

H = Heiz- oder Kühlfläche in qm.

H = Höhe der Wasserbarometersäule.

H_c = Kühlfläche zum Kondensieren.

H_ε = Heizfläche zum Erwärmen.

H_k = Kühlfläche zum Kühlen.

H_v = Heizfläche zum Verdampfen.

h = Fallhöhe in m.

h = Wasserdruckhöhe (Stauhöhe).

h_s = Springhöhe der verdampfenden Flüssigkeit.

J = Inhalt des vom Luftpumpenkolben bestrichenen Raumes.

i = Inhalt des Wasserkörpers in cmm.

k = Wärme-Transmissions-Koeffizient, p. 1 qm, 1 St., 1° C.
k_c = Wärme-Transm.-Koeffizient beim Kondensieren.
k_e = Wärme-Transm.-Koeffizient beim Erwärmen.
k_k = Wärme-Transm.-Koeffizient beim Kühlen.
k_v = Wärme-Transm.-Koeffizient beim Verdampfen.
k_z = Wärme-Transm.-Koeffizient zwischen Luft und Dampf oder Wasser.
kg = Kilogramm.
L = Luftgewicht in Kilogramm.
l = Länge in Metern.
l = Länge des Fallrohres in m.
λ = Wärmeleitungs-Koeffizient.
λ = Reibungs-Koeffizient in Rohren.
m = Meter.
mm = Millimeter.
n = Anzahl der Löcher im Verteilungsteller.
O = Oberfläche in qm.
o = „ der Wasserkörper in qmm.
P = Druck in kg.
p = Druck in kg pro qcm.
p_a = Druck der Atmosphäre.
p_e = Endspannung im Gefäß.
p_n = Druck in der Luftpumpe nach n halben Hüben.
p_o = Geringster Druck, den die Luftpumpe erzeugen kann.
p_s = Spannung in der Luftpumpe nach geschehenem Druckausgleich.
$p\infty$ = Spannung in der Luftpumpe nach unendlich vielen Hüben.
Q = Querschnitt oder ebene Fläche in qm.
q = Querschnitt eines Rohres in qcm.
qcm = Quadratzentimeter.
qdm = Quadratdezimeter.
qm = Quadratmeter.
r = Trockengehalt einer Flüssigkeit in Prozenten.
$r_1 r_2 r_3 r_4$ = Trockengehalt des Saftes in den Körpern eines Quadruple-Effet.
r_u = Trockengehalt der eingedickten Flüssigkeit in %.
s = Weg des fallenden Körpers in m.
s_d = Spezifisches Gewicht des Dampfes bei konstantem Druck.
s_f = Spezifisches Gewicht der Flüssigkeit.
s_w = Weg des Tropfens unter Einwirkung einer ihm erteilten Bewegung.
s_p = Weg des Tropfens unter Einwirkung eines Druckes P.
σ_d = Spezifische Wärme des Dampfes.
σ_ε = Spezifische Wärme des Eises.
σ_{f_1} = Spezifische Wärme einer Flüssigkeit.
σ_{f_2} = Spezifische Wärme einer anderen Flüssigkeit.
σ_l = Spezifische Wärme der Luft bei konstantem Druck.
σ_k = Spezifische Wärme der kalten Flüssigkeit.
σ_w = Spezifische Wärme der warmen Flüssigkeit.
σ_v = Spezifische Wärme der Luft bei konstantem Volumen.
T = Absolute Temperatur.
Tab. = Tabelle.
t = Temperatur in ° C.
t_a = „ am Anfang.
t_e = „ am Ende.
t_d = „ des Dampfes.
t_f = „ der Flüssigkeit.
t_{fa} = „ der Flüssigkeit am Anfang.
t_{fe} = „ der Flüssigkeit am Ende.
t_{fk} = „ der kalten Flüssigkeit.
t_{fw} = „ der warmen Flüssigkeit.
t_{la} = „ der Luft am Anfang.

t_{le} = Temperatur der Luft am Ende.
t_m = Mittlere Temperatur.
t_{ka} = Temperatur der kalten Flüssigkeit am Anfang.
t_{ke} = Temperatur der kalten Flüssigkeit am Ende.
t_u = Temperatur unten im Verdampf-Apparat.
$t_0\, t_1\, t_2\, t_3\, t_4$ = Temperatur des Dampfes in den Körpern eines Quadruple-Effet.
$t_{\varepsilon a}$ = Mittlere Temp.-Erhöhung.
$t_{\varepsilon c}$ = Mittlere Temp.-Erhöhung eines Wasserstrahles (Zylinder).
$t_{\varepsilon k}$ = Mittlere Temp.-Erhöhung eines Wassertropfens (Kugel).
$t_{\varepsilon p}$ = Mittlere Temp.-Erhöhung einer Wasserfläche (Platte).
ϑ = Temperatur-Differenz.
ϑ_a = Temp.-Differenz am Anfang.
ϑ_e = Temp.-Differenz am Ende.
ϑ_m = Mittlere Temp.-Differenz.
ϑ_{mc} = Mittlere Temp.-Differenz beim Kondensieren.
ϑ_{mk} = Mittlere Temp.-Differenz beim Kühlen.
$\vartheta_{m_1}\ \vartheta_{m_2}\ \vartheta_{m_3}\ \vartheta_{m_4}$ = Mittlere Temp.-Differenzen in den Körpern eines Quadruple-Effet.
U = Das übrig bleibende Gewicht einer verdampften Flüssigkeit.
V_a = Volumen des Ausgleichkanals der Luftpumpe.
V_d = Volumen des Dampfes in Litern.
V_f = Volumen der Flüssigkeit in Litern.
V_{gf} = Volumen von Dampf und Flüssigkeit in Litern.
V_g = Volumen eines Gefäßes in Litern.
V_i = Volumen der Luft.
V_s = Volumen des schädlichen Raumes der Pumpe.
V_w = Volumen des Wassers in Litern.
v = Geschwindigkeit in Metern.
v_d = „ des Dampfes.
v_{f_1} = „ einer Flüssigkeit.
v_{f_2} = „ einer anderen Flüssigkeit.
v_i = „ der Luft.
v_t = „ eines Tropfens.
v_w = „ des Wassers.
W = Wassergewicht in Litern.
WE = Wärme-Einheiten.
w = Wassergewicht, das von 1 qm Heizfläche verdampft wird.
z_d = Spannungs-Verlust des Dampfes in Rohren.
z_i = Spannungs-Verlust der Luft in Rohren.
z_h = Zeit in Stunden.
z_s = „ „ Sekunden.
χ_{va} = Volumetrischer Nutz-Effekt der Luftpumpe (adiabatisch).
χ_{vi} = Volumetrischer Nutz-Effekt der Luftpumpe (isothermisch).

Einleitung.

Das Erwärmen, Verdunsten und Verdampfen von Flüssigkeiten wird in der Technik mit verschiedenen Mitteln bewirkt, nämlich durch direktes offenes Feuer, durch Heizflächen (Doppelböden, Heizschlangen, Rohrsysteme), die von gespanntem Dampf umspült werden, durch Heizflächen, um die vorher erhitzte, meist bei höheren Temperaturen siedende Flüssigkeiten strömen, durch Luft, die vorgewärmt wird, endlich durch gesättigten oder überhitzten, direkt eingeblasenen Wasserdampf.

Das Kühlen von Flüssigkeiten, das Kondensieren, Niederschlagen, Verflüssigen von Dämpfen, sind Operationen, die allemal ein Erwärmen der Kühl- oder Kondensationsmittel bedingen. Im Grunde ist es derselbe Vorgang, ob eine Flüssigkeit durch eine andere erwärmt oder gekühlt wird, ob eine Flüssigkeit erwärmt wird durch Dampf, der sich kondensiert, oder ob Dampf dadurch kondensiert wird, daß man ihn mit einer kalten, sich erwärmenden Flüssigkeit direkt oder indirekt in Berührung bringt.

Die Verwendung der Luft zum Auftrocknen und Verdunsten ist von uns in einer Abhandlung, betitelt: „Das Trocknen mit Luft und Dampf", Julius Springer, dritte Auflage 1908, erörtert worden.

Die Anwendung des Dampfes bei der Destillation ist in einem Buch, betitelt: „Die Wirkungsweise der Rektifizier- und Destillier-Apparate", Berlin, Julius Springer, zweite Auflage 1903, behandelt. Diese beiden Gegenstände sollen also hier nicht weiter ausgeführt werden.

Dagegen wollen wir im nachstehenden die anderen Verdampfungs-, Erwärmungs- und Kühlmittel mehr oder weniger ausführlich besprechen. Ehe wir aber dazu gelangen, müssen wohl noch einige allen diesen einzelnen Fällen gemeinsame Umstände, Annahmen und Zustände klargestellt werden.

I. Vom Wärme-Transmissions-Koeffizienten k und der mittleren Temperatur-Differenz ϑ_m.

Die Wärmeeinheit oder Kalorie ist diejenige Wärmemenge, welche nötig ist, um 1 kg Wasser, um 1^0 Celsius zu erwärmen. Wir bezeichnen die in jedem Fall nötigen Wärmeeinheiten oder Kalorien im folgenden mit den Buchstaben WE oder C.

Der Wärme-Transmissions-Koeffizient ist diejenige Zahl, welche angibt, wieviel Wärmeeinheiten oder Kalorien in einer Stunde bei 1^0 Temperatur-Differenz zwischen dem wärmeren und kälteren Fluidum durch 1 qm der Trennungswand (oder bei direkter Berührung der Oberfläche) vom wärmeren zum kälteren Fluidum übertreten. Wir bezeichnen ihn mit dem Buchstaben k. Ohne seine Kenntnis ist die Bestimmung der in jedem Fall nötigen Heiz- und Kühlfläche unmöglich. Seine Größe ist in den verschiedenen Fällen sehr verschieden, aber leider nicht für alle diese Fälle durch ganz genaue experimentelle Erforschung bekannt. Es wird ein Teil unserer Aufgabe sein, ihn nach bekannten oder zuverlässigen Angaben oder auf Grund eigener Beobachtungen für die verschiedenen Umstände festzusetzen, so gut es die augenblickliche Kenntnis gestattet.

Man nimmt allgemein an, daß die Wärmeübertragung zwischen Dampf, Gasen und Flüssigkeiten durch metallene Wände proportional sei der Temperaturdifferenz zwischen diesen Stoffen auf beiden Seiten der Heizfläche. Indessen ist die Temperatur der Stoffe selbst nicht immer an der ganzen Heizfläche die gleiche; denn gespannter Dampf verliert gegen das Ende der Heizfläche hin einen Teil seiner Spannung und Temperatur; strömende, heizende und geheizte Gase und Flüssigkeiten treten kalt ein und warm aus. Die aufeinander wirkenden Wärmedifferenzen verändern fast immer die Temperatur einer oder beider in Betracht kommenden Flüssigkeiten.

In die Rechnung kann man aber nur e i n e Temperatur einführen, und dies ist die mittlere; daher ist es notwendig, festzustellen, welches in jedem Fall die mittlere Temperatur-Differenz zwischen Heizendem und Geheiztem sei. Die mittlere Temperatur-Differenz ist nicht etwa immer das arithmetische Mittel aus der kleinsten und der größten Temperatur-Differenz, dies ist vielmehr nur dann einigermaßen richtig, wenn die kleinste Temperatur-Differenz wenigstens

halb so groß ist, wie die größeste. Im allgemeinen kann man daher das arithmetische Mittel zwischen der kleinsten und größten Temperatur-Differenz nicht als richtig gelten lassen.

Es bezeichne t_{wa} die Anfangs-Temperatur, t_{we} die End-Temperatur der wärmeren Flüssigkeit und t_{ka} die Anfangs- und t_{ke} die End-Temperatur der kälteren Flüssigkeit. Dann können vier verschiedene Fälle eintreten:

1. Die wärmere Flüssigkeit hat konstante Temperatur $t_{wa} = t_{we} = t_w$, und die kältere Flüssigkeit ändert die ihre von t_{ka} in t_{ke} (Fig. 1).

2. Die kältere Flüssigkeit hat konstante Temperatur $t_{ka} = t_{ke} = t_k$ und die wärmere Flüssigkeit ändert die ihre von t_{wa} in t_{we} (Fig. 2).

3. Beide Flüssigkeiten ändern ihre Temperatur, indem sie auf beiden Seiten der Heizfläche parallel zueinander fließen (Gleichstrom); es ändert sich t_{wa} in t_{we} und t_{ka} in t_{ke} (Fig. 3).

4. Beide Flüssigkeiten ändern ihre Temperatur, indem sie in umgekehrter Richtung an der Heizfläche vorbeifließen (Gegenstrom); es ändert sich wie bei 3 (Fig. 4).

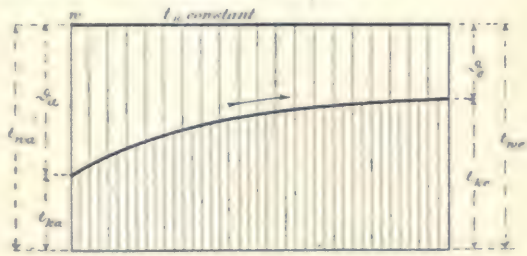


Fig. 1.

Die mittleren Temperatur-Differenzen zwischen den Flüssigkeiten sind dann nach Grashof: Theoretische Maschinenlehre I.

$$1.\quad \vartheta_m = \frac{t_{we} - t_{ka}}{ln\,\frac{t_w - t_{ka}}{t_w - t_{ke}}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

$$2.\quad \vartheta_m = \frac{t_{wa} - t_{we}}{ln\,\frac{t_{wa} - t_k}{t_{we} - t_k}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

$$3.\quad \vartheta_m = \frac{(t_{wa} - t_{ka}) - (t_{we} - t_{ke})}{ln\,\frac{t_{wa} - t_{ka}}{t_{we} - t_{ke}}} \quad \ldots \quad (3)$$

$$4.\quad \vartheta_m = \frac{(t_{wa} - t_{ke}) - (t_{we} - t_{ka})}{ln\,\frac{t_{wa} - t_{ke}}{t_{we} - t_{ka}}} \quad \ldots \quad (4)$$

Bezeichnet man mit:

ϑ_a = die Temperatur-Differenz zwischen den beiden Flüssigkeiten am Anfang,

ϑ_e = die Temperatur-Differenz zwischen den beiden Flüssigkeiten am Ende,

Fig. 2.

so kann man durch einen Blick auf die vier Diagramme (Fig. 1—4) sich davon überzeugen, daß man die vier Gleichungen schreiben kann:

$$\vartheta_m = \frac{\vartheta_a - \vartheta_e}{ln \frac{\vartheta_a}{\vartheta_e}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

$$\vartheta_m = \frac{\vartheta_a - \vartheta_e}{ln \frac{\vartheta_a}{\vartheta_e}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

$$\vartheta_m = \frac{\vartheta_a - \vartheta_e}{ln \frac{\vartheta_a}{\vartheta_e}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

$$\vartheta_m = \frac{\vartheta_a - \vartheta_e}{ln \frac{\vartheta_a}{\vartheta_e}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8)$$

Die Gleichungen sind also alle einander gleich, wodurch die Bestimmung der mittleren Temperatur für alle Fälle ungemein vereinfacht wird.

Fig. 3.

Nun kann man offenbar die kleinere Temperatur-Differenz als einen Bruchteil der größeren ausdrücken, oder man kann sie in Prozenten (p) der größeren ausdrücken. Nehmen wir immer ϑ_a als die größere Temperatur-

Differenz an, was offenbar zulässig ist, und ϑ_e als die kleinere, so ist:

$$\vartheta_e = \frac{p}{100}\,\vartheta_a \quad \ldots\ldots\ldots \quad (9)$$

und die für alle Fälle gültige Gleichung lautet dann:

$$\vartheta_m = \frac{\vartheta_a\left(1-\frac{p}{100}\right)}{ln\,\frac{100}{p}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad \mathbf{(10)}$$

Mit Hilfe dieser Gleichung (10) ergibt sich also die mittlere Temperatur-Differenz ϑ_m, zwischen zwei im Temperatur-Ausgleich begriffenen Flüssigkeiten, wenn man die größere Temperatur - Differenz beim Beginn ihrer Berührung ϑ_a und die kleinere Temperatur - Differenz am Ende ihrer Berührung ϑ_e kennt, indem man zuerst bestimmt, wieviel Prozent von ϑ_a die Differenz ϑ_e ist.

Fig. 4.

Beispiel. In einen Gegenstrom-Kühler soll die kalte Flüssigkeit mit $t_{ka} = 10°$ eintreten und ihn mit $t_{ke} = 80°$ verlassen. Die warme Flüssigkeit soll mit $t_{wa} = 100°$ eintreten und ihn mit $t_{we} = 50°$ verlassen; wie groß ist die mittlere Temperatur-Differenz ϑ_m?

Die größere Temperatur-Differenz ist: $\vartheta_a = 50° - 10° = 40°$,
die kleinere Temperatur-Differenz ist: $\vartheta_e = 100° - 80° = 20°$.

$$\vartheta_e \text{ ist } = \frac{100 \,.\, 20}{40} = 50\,\%\text{ von } \vartheta_a, \text{ also ist } p = 50$$

$$\text{folglich: } \vartheta_m = \frac{40 \,.\, \left(1-\frac{50}{100}\right)}{ln\,\frac{100}{50}} = \frac{20}{0{,}6931} = 28{,}85°.$$

In der Tabelle 1 findet man die Werte der mittleren Temperatur-Differenz ϑ_m für den Fall, daß die größeste Temperatur-Differenz $\vartheta_a = 1$ und die kleinste $\vartheta_e = 0{,}01$ bis $1{,}00 \cdot \vartheta_a$ ist. Um die in jedem einzelnen Fall zutreffende mittlere Temperatur-Differenz zu finden, hat man nur die entsprechende Zahl der Spalte 4 mit der

in diesem Fall zutreffenden größesten Temperatur-Differenz ϑ_a zu multiplizieren.

Zur Kenntnis der mittleren Temperatur-Differenz zweier im Wärme-Austausch begriffener, bewegter Flüssigkeiten kann man auch auf folgende Weise gelangen:

Denkt man sich die ganze Heiz- oder Kühlfläche (Trennungsfläche) in n Teile von der Art geteilt, daß die bewegten Flüssigkeiten an jedem Teil eine gleiche Zeit lang weilen (und zwar den n-ten Teil ihrer Gesamt-Berührungszeit z), so findet die Zunahme der Temperatur der zu erwärmenden Flüssigkeit direkt proportional der in jeder Schicht herrschenden Temperatur-Differenz statt.

Wird in der ersten Schicht während der Zeit $\frac{z}{n}$ bei der Temperatur-Differenz ϑ_a diese Differenz um den Teil $x\,\vartheta_a$ vermindert, so findet in der zweiten Schicht die Temperatur-Differenz-Verminderung statt:

$$\vartheta_I = (\vartheta_a - x\,\vartheta_a)\,x = x\,\vartheta_a(1-x) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (11)$$

in der dritten Schicht findet eine Temperatur-Differenz-Verminderung statt:

$$\vartheta_{II} = \vartheta_a - x\,\vartheta_a - x\,\vartheta_a(1-x) = x\,\vartheta_a(1-x)^2 \quad . \quad . \quad (12)$$

ebenso in der vierten

$$\vartheta_{III} = x\,\vartheta_a(1-x)^3 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (13)$$

und in der untersten n-ten Schicht:

$$\vartheta_{n-1} = x\,\vartheta_a(1-x)_{n-1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (14)$$

Da die in jeder Schicht stattfindende Temperatur-Erhöhung oder Erniedrigung immer nur ein Teil der Gesamt-Differenz ist, so folgt, daß auch in der letzten Schicht nur ein Teil der noch vorhandenen Temperatur-Differenz aufgehoben wird, daß also ein vollkommener Temperatur-Ausgleich zwischen den beiden Flüssigkeiten nach dieser endlichen Auffassung nicht eintreten kann.

Nehmen wir an, die schließliche Temperatur-Differenz zwischen den Flüssigkeiten sei ϑ_e, so ist $\vartheta_a - \vartheta_e$ die Summe der in den n-Schichten erreichten Temperaturdifferenzverminderungen. Es ist dann:

$$\vartheta_a - \vartheta_e = x\,\vartheta_a(1 + (1-x) + (1-x)^2 + (1-x)^3 \ldots + (1-x)^{n-1}) \quad (15)$$

oder nach der Gleichung der geometrischen Progression:

$$\frac{\vartheta_a - \vartheta_e}{\vartheta_a} = \frac{x\,((1-x)^n - 1)}{(1-x) - 1} = \frac{x\,((1-x)^n - 1)}{-x} = \frac{(1-x)^n - 1}{-1} \quad (16)$$

$$\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a} = (1-x)^n \quad \ldots\ldots\ldots \quad (17)$$

$$(1-x) = \sqrt[n]{\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (18)$$

$$x = 1 - \sqrt[n]{\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (19)$$

Die Zahl x (immer ein echter Bruch) ist also diejenige Zahl, welche angibt, um den wievielten Teil von ϑ_a die Temperatur-Differenz sich am Ende der ersten Schicht vermindert hat.

Man hat, wie wir später sehen werden, ein gewisses Interesse daran, auch die Größe $(1-x)$ kennen zu lernen und zu wissen, wie groß die Temperatur-Differenz selbst am Ende der ersten Schicht ist und daher sind diese Werte in der Tabelle 1 Spalte 2 vermerkt worden.

Man kann den Wert ϑ_e in Prozenten der Größe ϑ_a ausdrücken, und so sind in der Tabelle 1 die Angaben für den Wert von $\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a}$ gemacht unter der Annahme, daß $n = 100$ Schichten gedacht werden, was schon eine sehr gute Annäherung an die Wirklichkeit darstellt.

Nachdem nun auf diese Weise die auf der ersten Schicht stattfindende Verminderung der Temperatur-Differenz $x\vartheta_a$ bekannt geworden ist, handelt es sich ferner darum, die während der ganzen Temperatur-Ausgleichs-Periode vorhandene durchschnittliche mittlere Temperatur-Differenz ϑ_m zwischen den Flüssigkeiten festzustellen. Am Beginn der obersten Schicht ist die Temperatur-Differenz

$$= \vartheta_a \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (20)$$

„ „ „ nächst tieferen Schicht ist die Temperatur-Differenz

$$\vartheta_1 = \vartheta_a - \vartheta_a x = \vartheta_a (1-x) \quad \ldots\ldots \quad (21)$$

„ „ „ dritten Schicht ist die Temperatur-Differenz

$$\vartheta_2 = \vartheta_a (1-x)^2 \quad \ldots\ldots\ldots \quad (22)$$

„ „ „ Endschicht ist die Temperatur-Differenzen

$$\vartheta_n = \vartheta_{n-1} (1-x)^{n-1} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (23)$$

Die Summe der Temperatur-Differenzen ist also:

$$S = \vartheta_a (1 + (1-x) + (1-x)^2 + (1-x)^3 \ldots + (1-x)^{n-1}) \quad (24)$$

und die mittlere Temperatur-Differenz ist davon der n-te Teil:

$$\vartheta_m = \frac{\vartheta_a ((1-x)^n - 1)}{n((1-x) - 1)} \quad \ldots\ldots \quad (25)$$

Tabelle 1.

Mittlere Temperatur-Differenz ϑ_m zwischen zwei Flüssigkeiten (oder zwischen Dampf oder Luft und Flüssigkeit), die während des Wärme-Austausches ihre Temperaturen ändern.

1	2	3	4	1	2	3	4
$\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a}$	$1-x=\sqrt[n]{\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a}}$	$x=1-\sqrt[n]{\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a}}$	Mittlere Temp.-Diff. ϑ_m für $\vartheta_a=1$	$\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a}$	$1-x=\sqrt[n]{\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a}}$	$x=1-\sqrt[n]{\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a}}$	Mittlere Temp.-Diff. ϑ_m für $\vartheta_a=1$
0,0025	0,9400	0,0600	0,166	0,20	0,98404	0,01596	0,500
0,005	0,9482	0,0518	0,188	0,21	0,98452	0,01548	0,509
0,01	0,9550	0,0450	0,215	0,22	0,98497	0,01503	0,518
0,02	0,9615	0,03845	0,251	0,23	0,98541	0,01459	0,526
0,03	0,96554	0,03446	0,277	0,24	0,98583	0,01417	0,535
0,04	0,96833	0,03167	0,298	0,25	0,98623	0,01377	0,544
0,05	0,97048	0,02952	0,317	0,30	0,98802	0,01198	0,583
0,06	0,97226	0 02773	0,335	0,35	0,98957	0,01043	0,624
0,07	0,97376	0,02624	0,352	0,40	0,99088	0,00912	0,658
0,08	0,97506	0,02494	0,368	0,45	0,99205	0,00795	0,693
0,09	0,97621	0,02379	0,378	0,50	0,99309	0,00691	0,724
0,10	0,97724	0,02276	0,391	0,55	0,99404	0,00596	0,756
0,11	0,97817	0,02183	0,405	0,60	0,99491	0,00509	0,786
0,12	0,97902	0,02098	0,418	0,65	0,99570	0,00430	0,815
0,13	0,97980	0,02020	0,430	0,70	0,99644	0,00356	0,843
0,14	0,98053	0,01947	0,440	0,75	0,99713	0,00287	0,872
0,15	0,98132	0,01868	0,451	0,80	0,99777	0,00223	0,897
0,16	0,98184	0,01816	0,461	0,85	0,99837	0,00162	0,921
0,17	0,98244	0,01756	0,466	0,90	0,99895	0,00105	0,953
0,18	0,98300	0,01701	0,478	0,95	0,99949	0,00051	0,982
0,19	0,98353	0,01647	0,489	1,00	1,00000	0,00000	1,000

Für $(1-x)^n$ den Wert aus Gleichung (17) eingesetzt, ergibt:

$$\vartheta_m = \frac{\vartheta_a\left(\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a}-1\right)}{n\left(\sqrt[n]{\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a}}-1\right)} \quad \ldots\ldots \quad (26)$$

Da $\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a}$ immer ein echter Bruch ist, so kann man die rechte Seite mit — 1 multiplizieren und erhält als Wert für die mittlere Temperatur-Differenz:

$$\vartheta_m = \frac{\vartheta_a\left(1-\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a}\right)}{n\left(1-\sqrt[n]{\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a}}\right)} = \frac{\vartheta_a-\vartheta_e}{n\left(1-\sqrt[n]{\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a}}\right)} \qquad (27)$$

Berechnet man die mittlere Temperatur-Differenz nach dieser Gleichung (27), so erhält man Resultate, die von den mit der Gleichung (10) erhaltenen sehr wenig abweichen, und die in der Tabelle 1, Spalte 4 zusammengestellt sind.

Beispiel für die Benutzung der Tabelle 1. In ein Rohrbündel tritt unten Luft mit $t_{la} = 15°$ ein und oben mit $t_{le} = 80°$ aus. Das wärmende Wasser tritt oben mit $t_{we} = 100°$ ein, unten mit $t_{wa} = 20°$ aus.

ϑ_e ist $= 20 - 15° = 5$, $\vartheta_a = 100 - 80 = 20°$ also $\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a} = \frac{5}{20} = 0{,}25$.

Man suche in Spalte 1 die Zahl 0,25 und findet in Spalte 4 den Wert von $\vartheta_m = 0{,}544$, also ist $\vartheta_m = \vartheta_a \,.\, 0{,}544 = 20 \,.\, 0{,}544 = 10{,}88°$ C (nicht etwa $\frac{5+20}{2} = 12{,}5°$).

II. Gleichstrom und Gegenstrom.

Zwei Flüssigkeiten, Gase oder Dämpfe, die ihre Wärme austauschen sollen, können entweder in gleicher oder in entgegengesetzter Richtung an der Trennungswand vorbeigeführt werden. Bewegen sich die beiden Fluida parallel zueinander, in der gleichen Richtung, so nennt man diesen Zustand Parallel- oder Gleichstrom.

Bewegen sie sich aber in entgegengesetzter Richtung zueinander, so nennt man den Zustand Gegenstrom.

Beim Gleichstrom hat am Beginn die zu kühlende Flüssigkeit ihre höchste, die zu erwärmende Flüssigkeit ihre niedrigste Temperatur, und am Ende ist es umgekehrt.

Beim Gegenstrom hat auf einer Seite die zu kühlende Flüssigkeit sowohl als auch die zu erwärmende ihre höchste und auf der anderen Seite haben beide ihre niedrigste Temperatur.

In allen Fällen aber ist die Wärmemenge, welche die eine Flüssigkeit verliert, genau gleich derjenigen, welche die andere Flüssigkeit gewinnt.

Ist F_w das Gewicht und σ_w die spezifische Wärme der ursprünglich warmen und F_k das Gewicht und σ_k die spezifische Wärme der ursprünglich kalten Flüssigkeit, sind ferner t_{wh} und t_{wn} die höchste und die niedrigste Temperatur der ursprünglich warmen und t_{kh}

und t_{kn} die höchste und niedrigste Temperatur der ursprünglich kalten Flüssigkeit, so ist immer

$$F_w \sigma_w (t_{wh} - t_{wn}) = F_k \sigma_k (t_{kh} - t_{kn}) \quad . \quad . \quad . \quad (28)$$

Das Gewicht an Kühlflüssigkeit F_k, das nötig ist, um das Gewicht F_w der warmen Flüssigkeit von t_{wh} auf t_{wn} zu kühlen, ist also:

$$F_k = \frac{F_w \sigma_w (t_{wh} - t_{wn})}{\sigma_k \ (t_{kh} - t_{kn}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (29)$$

In jedem bestimmten Fall sind F_w, σ_w, σ_k, t_{wh}, t_{wn}, t_{kn} bekannt, nur die Ablauf-Temperatur t_{kh} der Kühlflüssigkeit wird von ihrer Menge abhängig, und diese Menge ist um so größer, je kleiner t_{kh} ist.

Beim Gegenstrom kann das Kühlmittel mit einer Temperatur ablaufen, die nur wenig geringer als die höchste Temperatur der warmen Flüssigkeit ist. Beim Gleichstrom muß das Kühlmittel mit einer Temperatur ablaufen, die stets geringer als die niedrigste Temperatur der warmen Flüssigkeit ist. Allemal ist also t_{kh} beim Gleichstrom kleiner als beim Gegenstrom und hieraus folgt, daß man beim Gleichstrom in allen Fällen viel mehr Kühlflüssigkeit (meist Wasser) braucht als beim Gegenstrom.

Handelt es sich darum, eine kalte Flüssigkeit F_k durch eine warme Flüssigkeit F_w zu erwärmen, so braucht man auch hier viel mehr von der warmen Flüssigkeit beim Gleichstrom als beim Gegenstrom.

Beim Gleichstrom findet die größte Temperatur-Differenz statt zwischen der höchsten Temperatur der warmen und der niedrigsten Temperatur der kälteren Flüssigkeit, die kleinste Temperatur-Differenz zwischen der niedrigsten Temperatur der warmen und der höchsten Temperatur der kalten Flüssigkeit. Die erstgenannte Temperatur-Differenz ist die höchste, welche überhaupt eintreten kann, die zweite ist immer sehr viel geringer, so nämlich, wie sie auch beim Gegenstrom vorkommen kann. Da beim Gegenstrom die höchst mögliche Temperatur-Differenz nie eintreten kann, so folgt schon hieraus, daß im allgemeinen beim Gleichstrom die mittlere Temperatur-Differenz größer als beim Gegenstrom ist, daß folglich im ersten Fall die erforderliche Heiz- oder Kühlfläche fast immer kleiner sein darf, als im letzten Fall. Gegenstrom-Apparate werden daher immer größer sein als Gleichstrom-Apparate, allein sie sind im Betriebe billiger, und vor allen Dingen gestatten sie stets mit den vorhandenen Mitteln

die Erreichung der höchsten Erwärmungs- und tiefsten Abkühlungs-Temperaturen, was beim Gleichstrom ausgeschlossen ist.

Erwärmungs- und Abkühlungs-Apparate sollten immer als Gegenstrom-Apparate konstruiert werden.

Die folgende Tabelle 2 gibt ein Bild der Größe der Heizflächen für den Fall, daß 100 kg wässerige Flüssigkeit von 100° durch Wasser von 10° auf 50°, 40°, 30°, 20°, 15° abgekühlt werden sollen. Die Wasser-Ablauf-Temperatur ist dabei beim Gleichstrom 5° unter der gekühlten Flüssigkeit, beim Gegenstrom 80° (d. h. 20° unter der der heißen Flüssigkeit) angenommen.

Tabelle 2.

Größe der Heizflächen beim Gleichstrom und beim Gegenstrom.

Ablauf-Temp. d. gekühlt. Flüssigkeit	Gleichstrom				Gegenstrom			
	Ablauf-Temp. d. Kühlwassers	Kühlwassermenge	Temp.-Differenz mittlere	Kühlfläche	Ablauf-Temp. d. Kühlwassers	Kühlwassermenge	Temp.-Differenz mittlere	Kühlfläche
°C	°C	Liter	ϑ_m	qm	°C	Liter	ϑ_m	qm
50	45	140	29,7	0,7	80	72	29	0,70
40	35	240	„	0,8	„	86	24,6	0,95
30	25	465	„	0,9	„	100	20	1,35
20	15	1600	„	1,05	„	115	14,5	2,20
15	12	4250	„	1,15	„	122	10,88	3,10

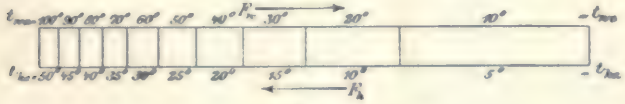


Fig. 5.

Denken wir uns nun einen Gegenstrom-Apparat, auf dessen einer Seite eine Flüssigkeit von 100° auf 10° abgekühlt wird, während auf seiner anderen Seite eine andere Flüssigkeit von gleicher spezifischer Wärme aber in größerer Menge von 5°—50° erwärmt wird, bei beiderseits ungleichen, aber konstanten Strömungsgeschwindigkeiten, so gibt die Fig. 5 in ihren Flächen eine Vorstellung von dem Verhältnis der einzelnen Teile der Kühlfläche. Um die gleiche Wärmemenge in jedem einzelnen Teil zu übertragen, müssen die Teile der Kühlfläche, welche zwischen geringen Temperatur-Differenzen liegen, viel größere sein, als die, welche zwischen größeren Temperatur-Differenzen liegen.

Tabelle 3. **Eigenschaften einiger**

	Holz, lufttrocken	Torf	Braunkohle, erdige	Steinkohle, sinter	Steinkohle, back	Steinkohle, sand
Gewicht von 1 cbm	370—465	250—380 [1]	610—700	740	—	900
Temperatur der Flamme	1969	2149	2357	2595	2664	2688
Temperatur bei doppelter Luftmenge	800—1000	900—1200				1000 bis
1 Kilo Brennstoff entwickelt theoretisch Kalorien	2820	3550	(Briquets = 5000) 4450	6600	7500	7760
Nutzbare Wärme von 1 Kilo					60—80 % der	
Theoretische Luftmenge für 1 Kilo Brennstoff: cbm	3,46	4,04	4,88	6,97	7,78	8,04
Theoretische Luftmenge für 1 Kilo Brennstoff: Kilo	4,65	5,30	6,34	9,5	10,8	11,5
Praktisch nötige Luftmenge für 1 Kilo: cbm	6,92	8,08	9,76	13,95	15,56	16,09
Praktisch nötige Luftmenge für 1 Kilo: Kilo	9,3	10,60	12,68	19	21,6	23
Gasmenge aus 1 Kilo theoretisch: bei 0°	4,20	4,759	5,44	7,42	8,20	8,43
Gasmenge aus 1 Kilo theoretisch: bei 300°	8,82	9,928	11,44	15,69	17,24	17,71
Kohlensäure-Gehalt der Abgase			10—14 %			
Auf 1 qm Rost verbrennt pro Stunde	70—	80—	100—	50—	50—	50—
Auf 1 qm Rost verbrennt im Mittel	120	120	200	120	150	120
	100	100	150	75	75	75
Verhältnis der freien zur totalen Rostfläche	1/3—1/6	1/4—1/6	1/4—1/5	(bei Lokomotiven 350—450 Kilo) 1/3—1/4	1/2—1/4	1/2—1/
Dicke der Brennmaterialschicht	250	200	150	100	100	100
Widerstand des Zuges, verursacht durch das Brennmaterial	1—4 mm			5—12 mm		
Asche	1—1,5	1—5	5—10	3—4	3—4	3—4
1 qm Heizfläche erfordert Rost	1/10—1/20	1/15—1/30		1/20—1/30		
1 qm Heizfläche verdampft pro 1 Stunde Wasser	15—25 Kilo, im Mittel 18 Kilo					
1 Kilo Brennmaterial verdampft Wasser	2,5—3,5	1,5—3	2—4,5	5,5—10 Kilo		
Geschwindigkeit der Gase im Kanal	3—4 m pro Sek. bis 6 m zulässig					
Kanal-Querschnitt	vom Anfang bis Ende abnehmend					
Schornstein-Querschnitt	1/6 vom Rost			1/6 vom		
Schornstein-Höhe	wenigstens 16 m sonst					
Temperatur der Rauchgase	250 bis					

[1]) Z. d. V. d. Ing. 1904. S. 887 Torfkohle 7500—7800 WE, 48,4 % v. Torf mit

Brennstoffe. Tabelle 3.

Anthrazit	Koaks	Holzkohle	Alkohol	Petroleum	Masut		Leuchtgas	Wassergas	
—	520—570	194	793	785	928		0,34—0,45	0,71	Kilo
2734	2774	2104	—	—	—		2390	2860	° C
1300	1433	—	—	—	—		—	—	° C
8110	7430	7750	v. 100 % = 7184 v. 86 % = 5400	10500 bis 12650 (Benzin 11000) (Benzol 9600) (Naphtalin 9600) (Acetylen 12200)	—		13745	pro cbm 2600	WE
theoretischen			—		10700		4500—7000 1 cbm = 5500	3500	WE
8,49	7,441	8,01	—		—		12		cbm
12,5	9,7	10,30	—		—		16	aus 62 Kilo Koaks 1000 cbm Wassergas	Kilo
16,98	14,88	16,08	—		20 % geringer als b. Steink.		5—6 pro 1 cbm		cbm
25	19,4	20,6	—						Kilo
8,74	8,04	8,42	—	-	—		13,6		cbm
18,38	16,89	17,70	—	—	—		27,5		cbm
10—14 %			—	—	—		—		%
25—60	35—80	—	—	—	—		—	—	Kilo
35—40	60	—	—	—	—		—	—	Kilo
1/2—1/3	1/4—1/6	—	—	—	—		—	—	—
100	250	—	—	—	—		—	—	mm
—	—	—					—	—	mm
2	5—6	2—5	Stroh	Lohe	—		—	—	%
	1/30—1/50						—	—	qm
(bei Lokomotiven 40—60 Kilo)							30—35 Lit. Gas erwärm. 1 Lit. Wasser v. 0—100°.	—	Kilo
—	4,5—8	—	1,5—2	1—1,1	—		140—150 Lit. Gas verd. 1 Lit. Wasser	—	Kilo
— aus dem Schornstein 3—4 m								—	m/sek.
von 0,375—0,43 anfangs — 0,25 am Ende vom totalen Rost									m
Rost	—	—	—	—	—	—	—		qm
25 × oberen Durchmesser									qm
450°	—	—	—	—	—	—	—		° C

Mischgas (Dawson) 1 cbm gibt 1250—1350 WE. — Generatorgas hat 1900° Flamm.-Temp. und 1200 WE pro Kilo. — Spiritus v. 96° = 6470 WE. — 1 kg Termit = 700 WE.

32 % Wasser, 4,5 % Teer; 57 % Gas unrein, 37 % Gas rein.

III. Die Anlagen zum Heizen mit direktem Feuer.

Die Anlagen zum Heizen mit direktem Feuer sind in vielen ausgezeichneten Büchern ausführlich beschrieben, daher hier nur in Kürze einige wichtige Angaben darüber wiederholt werden.

Das Gewicht an Brennstoff, das auf einem bestimmten Rost in einer bestimmten Zeit verbrannt wird, die Wärmemenge, welche man aus ihm nutzbar macht, und diejenige, welche durch einen Quadratmeter der zu erhitzenden Heizfläche geht, die Temperaturen der erzeugten Gase, kurz alle Umstände, Wirkungen und Erfolge einer Feuerungsanlage sind sehr veränderlich, je nach dem Grade der Beanspruchung, der Geschicklichkeit der Bedienung und der Qualität der Materialien; dies trifft um so mehr zu, je kleiner die Anlage ist.

Da es hier nicht unsere Aufgabe ist, die Feuerung im einzelnen zu beschreiben, so sollen die in der Tabelle 3 (Seiten 12 u. 13) zusammengetragenen Angaben nur als nützliche Fingerzeige dienen.

Die in einer Stunde durch einen Quadratmeter Kesselfläche gehende Wärmemenge wächst direkt proportional mit der Temperatur-Differenz zwischen Flüssigkeit und Heizgas und ferner wahrscheinlich mit der zweiten resp. dritten Wurzel der Geschwindigkeit, mit der Flüssigkeit und Heizgas an der Wand vorbeiströmen. Sie vermindert sich aber mit dem Anwachsen der Bedeckung der Heizflächen durch Ruß und Staub von außen, durch Kesselstein von innen.

Die mittlere Temperatur-Differenz ist natürlich um so kleiner, der Wärmedurchgang pro Stunde und Quadratmeter um so geringer, je kälter die Heizgase den Heizkessel verlassen, aber die Ausnützung des Brennmaterials ist dann auch um so größer.

Die wirklichen maximalen Transmissions-Koeffizienten sind für diesen Fall bis jetzt noch nicht genau genug bekannt; zu ihrer Ergründung wären noch viele und vielseitige Versuche notwendig, welche mangeln. Aber auch die Kenntnis dieser Zahlen würde noch nicht ihre volle Verwendung zulassen, weil die den Wärmedurchgang hindernden Einflüsse sehr zahlreich, sehr veränderlich sind, und weder vor noch nach der Ausführung genau in Rechnung gestellt werden können.

Man muß sich also zunächst damit begnügen, der praktischen Beobachtung entnommene Zahlen anzuwenden.

Wenn wir mit K den Wärme-Transmissions-Koeffizienten bezeichnen, der angibt, wieviel Wärme-Einheiten (WE) in einer Stunde

durch einen Quadratmeter bei der ganzen mittleren Temperatur-Differenz geben, so kann man darauf rechnen, daß bei Dampfkesseln sei: $K = 8000$ bis 12000 *WE*, im Mittel $K = 9000$ *WE*.

Für Heizflächen, an denen die Flüssigkeit nicht siedet, ist, wenn sie von Rauchgasen umspült werden, etwa: $K = 6000$ bis 10000 *WE*, im Mittel etwa: $K = 7000$ *WE*.

Bei ganz kleinen Kesselflächen kommen Wärmedurchgänge von 18000 bis 20000 *WE* vor, jedoch erzeugt diese starke Beanspruchung einigermaßen nasse Dämpfe und nützt meist das Brennmaterial nicht gut aus[1]).

Über den Wärmeübergang von Rauchgasen und von Luft an nicht siedendes Wasser liegen Versuche von Joule und Ser vor, die zeigen, daß dieser wahrscheinlich proportional mit der Wurzel aus der Gas- oder Luftgeschwindigkeit v_l wächst[2]), und daß der Koeffizient k_l dabei für reine schmiedeiserne Rohre etwa gleich ist:

$$k_l = 16\sqrt{v_l} \text{ bis } k_l = 19\sqrt{v_l} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (30)$$

Unter Berücksichtigung der in Wirklichkeit nie fehlenden Bedeckung der Heizflächen mit den Wärmedurchgang hindernden Stoffen nehmen wir für diesen Fall den Transmissions-Koeffizienten

$$k_l = 2 + 10\sqrt{v_l} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (31)$$

(Siehe auch Abschnitt VIII, D.)

an, sofern es sich um reine Luft handelt. Findet die Erwärmung der Flüssigkeit durch Rauchgase statt, so wird man wohl der noch stärkeren Bedeckung wegen in ungünstigen Fällen setzen müssen:

$$k_l = 2 + 5\sqrt{v_l} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (32)$$

und darf für diese Fälle wenigstens $k_l = 13$ wählen.

Mit Hilfe dieser Zahl ist die folgende kleine Tabelle 4 berechnet worden, die angibt, wie groß die Heizfläche sein muß, mit der man im Kesselrauchkanal in 1 Stunde 100 Liter Wasser von 10^0 resp. 15^0 bis 80^0 resp. 130^0 erwärmen kann, wenn die Rauchgase 300^0—450^0 warm in den Vorwärmer kommen, und durch Wärmeabgabe an ihn auf 150^0—300^0 abgekühlt werden.

[1]) Bei Versuchen sind bisweilen von Gasen mit Verbrennungstemperatur 100000 *WE* pro 1 qm 2 Std. übertragen worden.

[2]) Auch die von Paul Fuchs in seinem Buch: „Die Kontrolle des Dampfkesselbetriebes" Berlin, 1903 mitgeteilten Versuchsresultate sprechen keineswegs dagegen. Es ergab sich $k_l = 13$ bis 22. Bei Wasservorwärmung in einem Rauchkanal fand der Genannte $k_l = 17{,}41$.

Beispiel. Um 100 Liter Wasser von 10° auf 100° zu erwärmen, braucht man $100\ (100-10) = 9000$ *WE*. Die Rauchgase mögen beim Eintritt in den Vorwärmer 300°, beim Austritt 150° warm sein, so ist die Temperatur-Differenz am Anfang $300-100 = 200°$, am Ende $150-10 = 140°$, daher im Mittel, weil $\frac{140}{200} = 0{,}7$ ist, nach Tab. 1: $\vartheta_m = 168{,}6°$, die notwendige Heizfläche also $H = \frac{9000}{\vartheta_m \cdot k_t} = \frac{9000}{168{,}6 \cdot 13} = 4{,}07$ *qm*.

Tabelle 4.

Erforderliche Heizflächen H um 100 Kilo Wasser in 1 Stunde im Kesselrauchkanal von 10° auf 80° bis 130° zu erwärmen.

Wasser-Erwärmung von bis	Heizgas-Temperatur					
	beim Eintritt	250°	300°	350°	400°	450°
	„ Austritt	100°	150°	200°	250°	300°
10°— 80°	Temp.-Diff. ϑ_m	129	176	226	268	329° C
	Heizfläche H	4,17	3,08	2,39	2,0	1,7 qm
10°—100°	Temp.-Diff. ϑ_m	118	170	217	267	315° C
	Heizfläche H	6,00	4,07	3,2	2,65	2,0 qm
10°—110°	Temp.-Diff. ϑ_m	116	164	213	261	312° C
	Heizfläche H	6,64	4,7	3,6	2,89	2,43 qm
10°—120°	Temp.-Diff. ϑ_m	109	160	207	257	411° C
	Heizfläche H	7,77	5,29	4,12	3,3	2,70 qm
10°—130°	Temp.-Diff. ϑ_m	104	153	206	254	307° C
	Heizfläche H	8,88	6,03	4,48	3,7	3,0 qm

Beobachtung. (Z. d. V. d. Ing. 1888 S. 438.) 5197 Liter Wasser wurden stündlich mit 0,118 m Geschwindigkeit durch 6 parallele Eisenrohre von 51 mm l. W., die zusammen 315 qm Heizfläche ergaben, gedrückt, und dabei von 48,5° auf 180° erwärmt durch Abgase eines Schiffskessels, die sich dabei von 338° auf 149° abkühlten.

Es wurden übertragen: $C = 5179\,(180-48{,}5) = 683405$ *WE*.

Die Temperatur-Differenz am Anfang betrug:

$$\vartheta_a = 338° - 180° = 158°.$$

Die Temperatur-Differenz am Ende betrug:

$$\vartheta_e = 149° - 48{,}5° = 100{,}5°.$$

Daher die mittlere Temperatur-Differenz: $\vartheta_m = 126°$.

Es war also der Wärme-Transmissions-Koeffizient:

$$k_t = \frac{C}{H \cdot \vartheta_m} = \frac{683405}{315 \cdot 126} = 17{,}2.$$

Die Geschwindigkeit der Rauchgase um die Rohre betrug etwa 1,2 m, der berechnete Transmissions-Koeffizient würde demnach sein:

$$k_t = 2 + 10\sqrt{1{,}2} = 13{,}0.$$

Beobachtung [1]). 10 Versuche an Vorwärmern im Rauchkanal. Vertikale, parallele im Viereck gestellte, eiserne Rohre. (Alle gleich 103 aus 2700 lang) in Schichten von 9—8—6—10—6—6—6—6—6—6 oben und unten in je 1 Rohr geführt und diese wieder oben und unten in je 1 Rohr gesammelt.

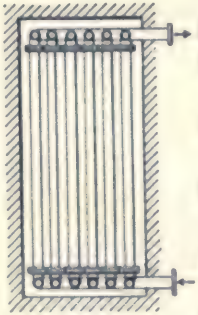


Fig. 6.

Rohrzahl	9×18	8×10	6×10	10×12	10×12	6×8	6×8	6×8	6×6	6×6	
Heizfläche	162	80	60	120	120	48	48	48	36	36	qm
Ganzer Kanal-Querschnitt	5,72	5,15	3,95	6,24	6,24	3,85	3,85	3,85	3,85	3,85	„
Freier Kanal-Querschnitt	2,41	2,14	1,61	2,68	2,68	1,61	1,61	1,61	1,61	1,61	„
Mittlere Gastemperatur	173	278	299	268	265	194	204	201	209	180	°C
Gasvolumen pro 1 Std. dabei	8726	9521	9830	9316	10716	3654	3548	4041	3983	3465	cbm
Gas-Temper.-Eintritt .	228	362	378	386	359	264	270	264	276	243	°C
„ Austritt .	118	183	221	150	171	125	138	139	143	118	„
Gasgeschwindigkeit .	0,423	0,514	0,691	0,415	0,477	0,277	0,269	0,307	0,304	0,264	m
resp.	0,732	0,879	1,219	0,727	0,844	0,446	0,440	0,501	0,493	0,429	„
Wasser erwärmt pro 1 Std.	2637	2613	2344	2544	3099	1292	1261	1215	1157	1081	l
Wasser-Temp.-Eintritt	37,5	28,2	28,9	36,7	32,6	20,6	50,4	50,3	48,2	21,1	°C
„ „ Austritt	103,5	122,5	105,1	142	103,8	78,8	104,2	102,9	103,9	78,2	°C
„ -Geschwindigkeit	0,646	0,829	1,80	0,84	1,02	1,06	1,0	1,00	1,27	1,2	mm
Temp.-Differenz ϑ_m [2])	115	254	274	164	199	151	127	129	138	140	°C
Beobachtet $k =$	9,9	12,1	10,9	13,6	11,9	10,4	11,1	10,4	12,9	12,2	

[1]) Z. d. V. d. Ing. 1907 Seite 1106. Paul Fuchs. — [2]) Nicht ganz zuverlässig.

IV. Das Einblasen von gesättigtem Wasserdampf.

Gesättigten Wasserdampf direkt eingeblasen verwendet man zum Erwärmen von Wasser, zum Destillieren leicht siedender Stoffe (Alkohol, Methyl etc.) und zum Überreißen schwer siedender Flüssigkeiten.

Läßt man gesättigten Wasserdampf in kaltes Wasser strömen, so verflüssigt er sich und gibt seine Wärme an das Wasser ab. Es ist dabei ganz gleichgültig, welche Spannung er vorher hatte, denn allemal verliert er diese bei seiner Kondensation. Im ganzen Dampf-Zuführungsrohr würde durch das plötzliche Verschwinden des Dampfes am Ende, bei seinem Eintritt ins Wasser, ein fast vollkommenes Vakuum entstehen können, wenn der Dampf nicht immer etwas Luft enthielte; da dies aber der Fall ist, so findet in dem Rohr nur ein Spannungsabfall statt. Das Wasser erwärmt sich durch den Dampf nach und nach und kann, wenn es unter atmosphärischem Druck steht, 100° erreichen. Steht das Wasser unter höherem Druck, z. B. unter dem einer Wassersäule, so kann es die Temperatur annehmen, welche Dampf von diesem Druck haben würde.

Beispiel. Das Wasser in einem geschlossenen, im Keller eines Hauses von 20 m Höhe aufgestellten Gefäß, von dem ein gefülltes Wasserrohr 20 m (2 Atmosphären) emporsteigt, kann unten die Temperatur des Dampfes von 2 Atmosphären = 120,6° annehmen. In dem gefüllten Rohr nimmt nach oben hin die Temperatur des Wassers ab. Es findet darin eine Zirkulation statt, indem warmes Wasser nach oben und kaltes nach unten strömt. Das emporsteigende warme Wasser gibt, allmählich unter geringeren Druck kommend, seine überschüssige Wärme ab, indem es Dampf bildet.

Dem nicht siedenden Wasser also gibt der Dampf seine Wärme, er verflüssigt sich darin und vermehrt das Wassergewicht um das eigene. Siedet das Wasser aber, so entwickelt sich aus ihm ebensoviel Dampf als zugeleitet wird, und sein Gewicht bleibt unverändert.

1 kg Dampf von atmosphärischer Spannung hat 637 *WE*. Ist die Temperatur des Wassers = t, so führt ihm jedes kg Dampf: $637 - t$ *WE* zu.

Um 100 kg Wasser zu erwärmen

um	10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°	100°
muß man	1,7	3,33	5	6,9	9	10,75	12,75	15	16,8	18,6 kg

Dampf einblasen.

Wird Wasserdampf in eine siedende Flüssigkeit (nicht Wasser), die sich mit Wasser mischt, und deren Siedepunkt unterhalb derjenigen des Wassers liegt, geblasen, so bilden sich aus ihr Dämpfe, die ein Gemisch von Wasser- und Flüssigkeits-Dampf darstellen. Die Zusammensetzung dieser Dämpfe hängt nach bestimmten Naturgesetzen von der Zusammensetzung des siedenden Flüssigkeitsgemisches ab, ist aber leider für die meisten Gemische nicht genau bekannt, obgleich diese Eigenschaft zum Destillieren, d. h. zum Trennen von Flüssigkeiten in der Industrie im größesten Maßstabe benutzt wird. Die Verdampfungswärme des entwickelten Dampfgemisches ist die Summe der Verdampfungswärme von Wasser und Flüssigkeit. Die Temperaturen der Dampfgemische liegen zwischen denen der Einzeldämpfe.

Beispiel. 1 kg eines Gemisches bestehend aus 0,5 kg Wasserdampf und 0,5 Alkoholdampf habe die Temperatur von 92°. Die Verdampfungswärme von 0,5 kg Wasser bei 92° ist 271 *WE*, von 0,5 kg Alkohol bei 92° ist 103 *WE*, daher enthält 1 kg des Dampfgemisches $271 + 103 = 374$ *WE*.

Da diese Frage in einem früher von uns veröffentlichten Buche (Wirkungsweise der Rektifizier- und Distillier-Apparate, Julius Springer, Berlin) behandelt ist, so darf hier wohl darauf verwiesen werden.

Wenn man gesättigten Wasserdampf in heiße Flüssigkeiten bläst, die sich nicht mit Wasser mischen, so wird ein Teil dieser Flüssigkeit von dem entweichenden Dampf mechanisch mitgenommen, selbst dann, wenn ihr Siedepunkt sehr erheblich über dem des Wassers liegt. Dieser Vorgang des Mitreißens kleiner Flüssigkeitsteilchen ist nach unseren Beobachtungen nicht eine Verdampfung, und die Verdampfungswärme des entweichenden Gemisches ist daher nur um ein geringes größer als die des Wasserdampfes allein.

Die Flüssigkeitsmenge, die von 1 kg gesättigten Dampfes mitgenommen wird, ist ganz außerordentlich verschieden und hängt sehr wesentlich von der Art der Flüssigkeit selbst und von der Trockenheit und Temperatur des Wasserdampfes ab. Es ist in fast allen Fällen, wenn auch nicht gerade notwendig, so doch sehr vorteilhaft, die auf diese Weise mechanisch zu destillierende Flüssigkeit durch besondere Mittel zu erwärmen, weil hierdurch die vom Dampf zu leistende Arbeit diesem erleichtert wird. Im luftverdünnten Raum geht erfahrungsmäßig mit 1 kg Dampf mehr von der Flüssigkeit über, als bei atmosphärischem Druck.

Als annähernde Angabe möge mitgeteilt werden, daß man notwendig hat zum Mitreißen von

100 kg	Toluol	etwa	13—15	kg	Wasserdampf
100 „	Benzol	„	25—28	„	„
100 „	Fettsäure	„	100	„	„
100 „	Teer	„	150	„	„
100 „	Glyzerin	„	256	„	„
100 „	Nitrobenzol	„	250—300	„	„
100 „	Nitrotoluol	„	400—450	„	„

Nach Versuchen von Dr. Paul Spiess und Dr. Alfred Chatelan[1]) verdampft aus einer Mischung von Benzol und Wasser mit 1 Liter Wasser 11,03 Liter Benzol (bei 90—110°), aus einer Mischung von Toluol und Wasser mit 1 Liter Wasser 5,462 Liter Toluol, was mit den oben genannten Angaben gut übereinstimmt.

V. Der überhitzte Wasserdampf.

Die Dampf-Überhitzer bestehen aus metallenen Rohren, durch die gesättigter Dampf geleitet wird, und die außen meistens vom Feuer umspült werden. Aber die Überhitzung des Dampfes muß nicht notwendig durch direktes Feuer geschehen, sie kann vielmehr auch durch ein Sand- oder Ölbad, selbst durch hochgespannten Dampf bewirkt werden. (Es ist vollkommen gleichgültig, durch welches Mittel die Überhitzung stattfindet.) Wenn man gesättigten hochgespannten Dampf sich ausdehnen läßt, so sinkt seine Temperatur und Spannung. Wird der so ausgedehnte oder schwach gespannte Dampf von niederer Temperatur durch Rohre geführt, die von außen durch hochgespannten heißeren Dampf erhitzt werden, so wird der schwachgespannte Dampf auf die Temperatur des hochgespannten gebracht, d. h. überhitzt.

Die spezifische Wärme σ_d des überhitzten Wasserdampfes ist keine konstante Zahl. Mit wachsendem Druck nimmt sie zu, bei steigender Temperatur nimmt sie zunächst ab, um dann wieder zu steigen. Dieses Ergebnis[2]) haben die sehr sorgfältigen Versuche der Herren Osc. Knoblauch und Max Jacob im Laboratorium für technische Physik der Kgl. technischen Hochschule in München erbracht. Die nachstehende, von den genannten Forschern mit-

[1]) Zeitschr. für chemische Apparatekunde 1908. S. 5.
[2]) Mitteilungen über Forschungsarbeiten Heft 35 u. 36. 1906.

geteilte Tabelle 5 gibt die mittlere spezifische Wärme des überhitzten Wasserdampfes von seiner Sättigungstemperatur t_s bis zu der Temperatur t_h: bei den Spannungen p in Atm.:

Tabelle 5.

$p =$	1	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20
$t_s =$	99	120	143	158	169	179	187	194	200	206	211
t_h											
100	0,463	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
150	0,462	0,478	0,515	—	—	—	—	—	—	—	—
200	0,462	0,475	0,502	0,530	0,560	0,597	0,635	0,677	—	—	—
250	0,463	0,474	0,495	0,514	0,532	0,552	0,570	0,588	0,609	0,635	0,664
300	0,464	0,475	0,492	0,505	0,517	0,530	0,541	0,550	0,561	0,572	0,585
350	0,468	0,477	0,492	0,503	0,512	0,522	0,529	0,536	0,543	0,550	0,557
400	0,473	0,481	0,494	0,504	0,512	0,520	0,526	0,531	0,537	0,540	0,547

Da der gesättigte Dampf stets etwas Wasser enthält, so muß man darauf rechnen, dieses erst zu verdampfen und dann gleichfalls zu überhitzen. Es ist wichtig und nützlich, den Wassergehalt des zu überhitzenden Dampfes so niedrig wie möglich zu halten, da dessen Verdampfung viel Wärme erfordert und die Leistung des Überhitzers sehr herabsetzt. Aber trotz aller Abscheide-Vorrichtungen, die man bei Überhitzern immer anwendet, führt der gesättigte Dampf doch immer eine gewisse Wassermenge (3—5—10%) in den Überhitzer, und man muß darauf rechnen, diese zu verdampfen.

Ist das ganze zu überhitzende Dampfgewicht $= D$, seine ursprüngliche Sättigungs-Temperatur $= t_s$, die Temperatur, bis zu der der Dampf überhitzt werden soll $= t_h$, sein Wassergehalt in Prozenten $= w$, seine Gesamtwärme $= C$, so ist die zum Überhitzen notwendige Wärme:

$$C = \frac{D \cdot w}{100} c + D \cdot \sigma_d (t_h - t_s) \quad . \quad . \quad . \quad (33)$$

Beispiel: Um 100 kg Dampf, dessen Spannung (p) und Sättigungstemperatur (t_s) beträgt:

$p =$	1	4	8	10	12 Atm.
$t_s =$	99	143	169	179	187 °C

zu überhitzen auf:

$t_h =$	200	250	300	350	400 °C
wobei ist $\sigma_d =$	0,462	0,495	0,517	0,522	0,526

sind erforderlich:

wenn der Dampf enthält Wasser					
0 %	— 4666	5296	6773	8926	11204 WE
1 %	— 5303	5946	7431	9587	11868 WE
7 %	— 9125	9846	11379	13553	15852 WE.

Das Volumen des überhitzten Wasserdampfes ist nach Zeuner:

$$p \cdot V_d = 50{,}9\,T - 192{,}5\sqrt[4]{p} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (34)$$

worin bedeutet p den Druck in kg pro qm, V_d das Volumen in cbm, T die absolute Temperatur.

In der nachstehenden Tabelle 6 ist das Volumen V_d von 1 kg überhitzten Dampfes in cbm angegeben, und zwar für Spannungen von 0,1 bis 7 Atm. und Temperaturen des überhitzten Dampfes von 200°—500°.

Tabelle 6.

Absolute Spannung	Absoluter Druck p	Temperatur des überhitzten Dampfes: t_h				
		200°	250°	300°	400°	500°
		absolute Temperatur des überhitzten Dampfes: T				
Atm.	in Kilo pro qm	473°	523°	573°	673°	773°
		Volumen von 1 Kilo überhitztem Dampf: V_d in cbm				
0,1	1 000	23,000	25,540	27,987	33,176	38,260
0,2	2 000	11,390	12,670	13,89	16,483	19,027
0,5	5 000	4,496	5,005	5,494	6,530	7,549
1	10 000	2,215	2,469	2,714	3,233	3,741
2	20 000	1,089	1,217	1,339	1,598	1,853
3	30 000	0,718	0,803	0,884	1,057	1,227
4	40 000	0,534	0,597	0,659	0,788	0,909
5	50 000	0,424	0,475	0,526	0,628	0,730
6	60 000	0,350	0,394	0,436	0,521	0,606
7	70 000	0,299	0,336	0,372	0,445	0,518

Die Wärmemenge, welche durch 1 qm Überhitzerfläche an den Dampf übertragen wird, hängt, wie wir glauben, von der Geschwindigkeit ab, mit der sich der zu über-

hitzende Dampf an der inneren, von ihm berührten Fläche und die erhitzenden Gase oder Flüssigkeiten an den äußeren Wänden des Überhitzers vorbeibewegen, indessen fehlen, mangels genauerer Versuche, die exakten Zahlen für diese Wärmeübertragung.

Nach Hirn ist der Transmissions-Koeffizient k zwischen Heizgasen und Dampf bei gußeisernen Heizflächen $k = 10—15$.

Die Erfahrung lehrt, daß man mit 1 qm Überhitzer-Fläche in 1 Stunde 25—45, ja 50—60 kg gespannten Dampf um 100°—150° bis 200° überhitzen kann, wenn die Temperatur der Heizgase 450° bis 550° beträgt. Die Geschwindigkeit des Dampfes in den Überhitzerrohren ist dabei 15—30—40 m pro Sekunde. Bei Lokomotiven wurde beobachtet, daß 1 qm Rohrüberhitzer in 1 Stunde 250 Kilo Dampf von 186° (10 Atm.) auf 235° resp. von 240° auf 300° brachte durch Rauchgase von 750°—300° und 600°—290° resp. 750°—330° und 600°—290°[1]).

Bei Versuchen an Heißdampflokomotiven[2]) mit 12 Atm. Dampfdruck war die Heizfläche der Überhitzer 25—30% von der Verdampfungsfläche, die 50—60 kg Dampf pro qm/St. erzeugte. Dies genügte, um den Dampf auf 315—350° zu erhitzen, wobei die Rauchgase am Eintritt in den Überhitzer 550—750°, am Austritt 350—370° hatten.

Bei andern Beobachtungen[3]) wurde dieser Koeffizient an den Überhitzern verschiedener Dampfkessel außerordentlich verschieden gefunden ($k = 5—47{,}5$). An demselben Kessel scheint er etwa proportional mit der Beanspruchung von dessen Heizfläche zu wachsen. Der Kessel verdampfte: 11,13—12,11—15,86—22,93 kg pro St./qm, dabei ergab sich: $k = 15{,}7 — 16{,}2 — 18{,}5 — 25$ pro St./qm 1° C, woraus man schließen könnte, daß der Koeffizient k im wesentlichen von dem Verhalten der Rauchgase, nicht aber so sehr von dem des zu überhitzenden Dampfes abhängig sei. Man darf wohl annehmen, daß der Dampf (allerdings je nach seiner Geschwindigkeit, seiner Spannung etc.) von der heißen Überhitzerfläche große Wärmemengen schnell aufnehmen kann, daß aber die Rauchgase ihre Wärme nicht in gleichem Maße an diese Flächen abgeben können. Um also die Faktoren von k kennen zu lernen, müßte man die Beobachtung

[1]) Z. d. V. d. Ing. 1903 S. 729 u. 779.
[2]) R. Garbe, Die Dampflokomotiven der Gegenwart. 1907.
[3]) Z. d. V. d. Ing. 1903 S. 1545.

auf Gewichte, Geschwindigkeiten, Art der Berührung etc. der Gase ausdehnen. Denn der kleinere Koeffizient ist bei der Wärmeübertragung der wirksame.

Dies gilt für die Fälle, in denen der Dampf durch Abgangsgase überhitzt wird; wenn aber die Überhitzer direkt im ersten Feuer liegen, d. h. wenn die heiße Flamme die Überhitzerrohre direkt berührt, so ist die Leistung besonders bei Dampf von wenig über atmosphärischer Spannung erheblich größer, und zwar kann man dann in 1 Stunde mit 1 qm bis zu 300 kg Dampf um 200°—300° überhitzen. Die Geschwindigkeit des Dampfes in den Rohren ist dabei verschieden 5—15—20 m, auch abhängig von ihrer Weite.

Befindet sich der Dampf in expandiertem Zustande, d. h. hat er einen geringeren Druck als die Atmosphäre, z. B. $^1/_4$ Atmosphäre (absolut), so darf die Geschwindigkeit in Rohren von etwa 35—50 mm Drm. 150, ja 400 m, im Mittel 250 m betragen.

Überhitzter Dampf ist ein schlechter Wärmeleiter. Die die heiße Fläche berührenden Moleküle erwärmen sich schnell, aber sie übertragen ihre Wärme ungemein langsam auf ihre Nachbarn. Die Beobachtung lehrt, daß im überhitzten Dampf Wasser bestehen kann, ja daß überhitzter Dampf unter gewissen Umständen durch Wasser geleitet werden kann, ohne daß er sich ganz sättigt. Derjenige Dampfüberhitzer wird also am vollkommensten wirken, der den Dampf und die Heizgase so führt, daß immer neue Moleküle die Trennungswand berühren. Geschwindigkeit der Bewegung, Teilung in dünne Ströme, häufige Richtungsänderung, Wirbel, direkter Stoß auf die Wand und Gewährung hinreichender Zeit für die Mischung sind für Dampfüberhitzer wichtige Konstruktionsbedingungen.

In Ermangelung eines durch gute Verfahren gefundenen Transmissions-Koeffizienten zwischen heißen Wänden und überhitztem Dampf, und weil manche Anzeichen dafür sprechen, daß dieser sich hier ähnlich verhält wie bei Luft, ist es wohl vorläufig zweckmäßig, auch für diesen Fall anzunehmen:

$$k = 2 + 10\sqrt{v_d}$$

Beispiel. Von 100 Kilo Dampf von 2 Atm. abs. ($t_1 = 120°$) bei einer mittleren Temp.-Diff. von $\vartheta_m = 250°$ und einer Geschwindigkeit $v_d = 36$ m, auf 350° zu überhitzen, sind erforderlich:

$$100 \,.\, 0{,}477\ (350 - 120) = 10610 \text{ WE}$$

und

$$H = \frac{10610}{250\ (2 + 10\sqrt{v_d})} = 0{,}685 \text{ qm}$$

Als Heizmittel ist der überhitzte Dampf nur in seltenen Fällen nützlich zu verwerten.

Gesättigter Dampf, an eine kältere Heizfläche geführt, verliert seine Wärme durch Änderung seines Aggregatzustandes, indem er seine latente oder Verdampfungswärme (die z. B. für Dampf von 4 Atm. abs. oder 144°—505 Kal. beträgt) an die Heizfläche abgibt, ohne hierdurch bei genügendem Zufluß von neuem Dampf, seine Temperatur zu verringern.

Anders der überhitzte Dampf. Dieser verliert an einer kälteren Wand Wärme und Temperatur solange, bis er seine Sättigungs-Temperatur (Tabelle 9) erreicht hat, und von da ab verhält er sich auch wie gesättigter Dampf; aber da man doch nur die hohe (Überhitzungs-) Temperatur des überhitzten Dampfes benutzen will, um hochsiedende Stoffe zu verdampfen oder zu erhitzen etc., so darf (oder kann) diese an der Heizfläche nicht bis zur Sättigung sinken. Der überhitzte Dampf muß also immer als solcher, nicht als Wasser fort- (d. h. meistens verloren) gehen. Seine Heiztemperatur ist also nicht konstant, sein Wärmeverlust pro 1 Kilo gering (1 Kilo Dampf von z. B. 1 Atm. abs. auf 300° überhitzt und auf 150° ausgenutzt, ergibt nur: $150 \cdot 0{,}465 = 69{,}5$ Kal.), sein Volumen ist groß und seine Erzeugungskosten sehr hoch. — Z. B. muß man, um überhitzten Dampf von 1 Atm. abs. und 300° zu erhalten, in 1 Kilo Wasser von 15° 715 *WE* tragen, von denen man dann 69,5 *WE* gewinnt.

Selbst wenn man gesättigten Dampf kostenlos zur Verfügung hätte, wäre es wohl sehr selten vorteilhaft, diesen zu überhitzen, um die so hineingetragene Wärme an entfernteren Stellen zu verwerten. Längere Leitung verträgt solcher Dampf auch nicht gut, weil seine anfänglich hohe Temperatur der geringen spezifischen Wärme wegen durch Strahlungsverlust leicht sinkt. Wenn gesättigter, zu Heiz- oder Kochzwecken bestimmter Dampf am Ort seiner Erzeugung etwas überhitzt wird, damit er nach einem langen Wege zum Ort seiner Bestimmung nicht zu naß ankomme, so mag dies vielleicht bisweilen nützlich sein, teuer ist es immer.

Überhitzter Dampf wird oft, ebenso wie gesättigter in hochsiedende Flüssigkeiten geblasen, um sie zu destillieren; hierfür leistet er die besten Dienste. Es kommt dabei meistens Dampf von einer oder weniger als 1 Atm. abs. und von 200°—350° in Betracht.

Die Anwendung des überhitzten Dampfes zum Betriebe von Dampfmaschinen wird hier nicht erörtert.

VI. Verdampfung mittelst heißer Flüssigkeiten.

(Siehe auch Abschnitt VII.)

Bisweilen verwendet man zum Verdampfen von Flüssigkeiten Heizschlangen, durch die nicht Dampf geleitet wird, sondern durch welche vorher stark erwärmte Flüssigkeiten von hoher Siedetemperatur (400°—500°) gepumpt werden. Die Geschwindigkeit, mit der diese heißen Flüssigkeiten durch die Heizschlange gedrückt werden, kann selten eine sehr große sein, weil die in diesem Fall stets ziemlich erhebliche Länge der Schlangenrohre und deren geringer Durchmesser sonst die Reibung und damit den nötigen Druck sehr steigern würden. Man wird eine Geschwindigkeit v_f von 1 m pro Sekunde als angemessen ansehen können, doch öfter diese nicht erreichen.

Um die Wärmemenge zu bestimmen, die in diesem Falle durch die heiße Schlange an die siedende Flüssigkeit abgegeben wird, kann man den Transmissions-Koeffizienten nach von uns gemachten Beobachtungen annehmen:

$$k_v = 200 \sqrt{v_f} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (35)$$

Die notwendige Heizfleiche H in Quadratmetern für die stündliche Übertragung von C Kalorien ist bei der mittleren Temperatur-Differenz ϑ_m

$$H = \frac{C}{\vartheta_m 200 \sqrt{v_f}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (36)$$

Demnach würde 1 qm Heizfläche in 1 Stunde bei einer Geschwindigkeit der heizenden Flüssigkeit in der Schlange von $v_f =$ 1 m und bei mittleren Temperatur-Differenzen von:

$\vartheta_m =$	5°	10°	15°	20°	50°	
übertragen	1000	2000	3000	4000	10000	WE

an siedende Flüssigkeit.

Das erforderliche Gewicht an Heizflüssigkeit F_w, das in einer Stunde durch die Heizkörper gedrückt werden muß, ist, wenn C die stündlich zu übertragende Wärmemenge bedeutet:

$$F_w = \frac{C}{\sigma_f (t_{wa} - t_{we})} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (36a)$$

Der Durchmesser des Heizrohrs in Metern (d) ergibt sich aus der Gleichung:

$$\frac{d^2\pi}{4} \cdot 100 \cdot v_f \cdot 10 \cdot 3600 = \frac{F_w}{s_f}$$

$$d = \frac{1}{1679}\sqrt{\frac{F_w}{s_f v_f}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (36\,b)$$

Die Länge des Heizrohrs ist:

$$l = \frac{H}{\pi \cdot d} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (36\,c)$$

Für die hier in Betracht kommenden Heizflüssigkeiten ist oft die spezifische Wärme $\sigma_f = 0{,}5$ und das spezifische Gewicht $s_f = 0{,}7$.

VII. Von der Wärme-Übertragung im allgemeinen und derjenigen durch gesättigten Wasserdampf im besonderen.

Die physikalischen Eigenschaften des gesättigten Wasserdampfes sind für viele der nachfolgenden Betrachtungen die Grundlage und daher ist in Tabelle 9 ihre Zusammenstellung nach Zeuner beigegeben.

Die Tabelle 9a zeigt nach H. F. Wiebe (Z. d. V. d. Ing., 1904, S. 315) Spannungen und Temperaturen des Wasserdampfes für ganze Atmosphären und kg p. qm bis zu 30 Atmosphären nach einer von dem Genannten verbesserten Regnaultschen Tafel.

Mit gesättigtem Wasserdampf werden Wasser und sehr viele andere Flüssigkeiten erwärmt und verdampft. Der verwendete Heizdampf hat gewöhnlich 3—5 Atmosphären Spannung, aber oft, namentlich für Flüssigkeiten mit hohen Siedetemperaturen, muß Dampf von 12 bis 15 Atmosphären benutzt werden. Oft bietet das Heizen mit Dampf von geringerer Spannung als 1 Atmosphäre Überdruck Vorteile.

Die Temperatur des Heizdampfes muß immer um einige Grade höher sein als der Siedepunkt der zu verdampfenden Flüssigkeit. Die Wärme-Übertragung ist um so größer, je größer die Temperatur-Differenz zwischen dem Heizdampf und der Flüssigkeit ist, und man nimmt wohl mit Recht an, daß die in der Zeiteinheit durch die Flächeneinheit übertragene Wärme direkt proportional mit der Temperatur-Differenz ϑ_m sei. Um diese recht groß zu machen,

stellt man oft über der siedenden Flüssigkeit ein Vakuum her, d. h. man bringt die Flüssigkeit in ein geschlossenes Gefäß, das mit von Dampf bestrichenen Heizflächen versehen ist, und leitet die entwickelten Dämpfe durch Rohre in einen Kondensator, in dem sie verflüssigt und gekühlt werden, um dann entweder selbsttätig abzufließen (Barometersäule), oder von einer Pumpe oder vermittelst anderer Einrichtungen abgesaugt zu werden.

Man ist im allgemeinen noch der Ansicht, daß die Spannung des Heizdampfes einen Einfluß auf die Leistung der Heizfläche nicht habe. Nur die mit der Spannung des gesättigten Dampfes in bestimmtem Konnex stehende Temperatur übe erhebliche Wirkungen aus, insofern, als bei sonst gleichbleibenden Umständen mit steigender Spannung auch die Temperatur des Dampfes in ganz bestimmten bekannten Verhältnissen steigt und dadurch die Temperatur-Differenz zwischen Dampf und Flüssigkeit proportional erhöht: in diesem Sinne nimmt man an, steigt die Leistung der Heizfläche mit der Spannung des Dampfes.

Es scheint aber aus manchen Beobachtungen hervorzugehen, daß mit steigender Temperatur des Dampfes oder mit der steigenden Temperatur überhaupt, in der sich die Wärme-Übertragung abspielt, eine gewisse Vergrößerung der Leistung stattfindet; doch ist diese Wirkung nicht der Temperatur-Erhöhung proportional, auch scheint sie bei Überschreitung gewisser Temperaturen wieder abzunehmen. Ein Grund dieser Erscheinung ist wohl in der bei höheren Temperaturen zunehmenden lebhafteren Bewegung der Flüssigkeitsteilchen um die Heizfläche zu suchen. Mehr noch als bei der Verdampfung macht sie sich bei der Erwärmung nichtsiedender Flüssigkeiten durch gesättigten Dampf bemerklich.

Es macht oft den Eindruck, als stände der Wärmetransmissionskoeffizient in einer gewissen Proportionalität zum spezifischen Gewicht des Heizdampfes. Schwach gespannter Dampf gibt unter sonst gleichen Umständen erheblich weniger Wärme ab als höher gespannter also schwererer [1]). (Siehe Abschnitt XI u. XIII). Ähnliches schließe ich aus Prof. E. Josse [2]) Versuchen mit Luft, die, wenn sie verdünnt ist weniger Wärme unter übrigens gleichen Umständen aufnimmt als wenn sie unter atmosphärischem Druck steht. Leider

[1]) Gesundheitsingenieur 1908. Febr. S. 97.

[2]) Vortrag: Die Oberflächen-Kondensatoren der Dampfturbinen insbesondere für Schiffe.

sind diese Umstände noch nicht so geklärt, daß sie in den Formeln für k berücksichtigt werden könnten. Flüssigkeiten, die unter vermindertem Druck verdampfen, pflegen Wärme leichter als unter Druck aufzunehmen.

Der Heizdampf führt immer Luft (Z. d. V. d. Ing., 1887, S. 284) mit sich, und diese ist ein großes Hindernis für die Wärmeübertragung. Es scheint, als ob die Luft sich an die Heizfläche lege, gleichsam eine netzartige Schicht an ihnen bilde und den Dampf an der Wirkung hindere. Die Entfernung der Luft aus den Rohren oder Heizräumen, in denen der Dampf Wärme übertragen soll, ist in höchstem Maße wichtig für seine kräftige Wirkung. Man muß alle Vorsorge treffen, die Luft, die mit dem Dampf an die Heizfläche geführt wird, möglichst schnell und vollkommen zu entfernen. Sie sammelt sich natürlich da an, wohin sie von dem strömenden Dampf getrieben wird, das ist am Ende der Heizfläche. Dort muß man ihr einen dauernden Abzug schaffen, und da die Diffusion zwischen Luft und Dampf ziemlich langsam vor sich geht, so wird sie sich im gegebenen Falle mehr unten als oben im Heizraum ablagern.

Die Spannung im Heizraum ist gleich der Summe der Spannungen von Dampf und Luft. Die Gesamtspannung in einem Heizraum ist daher immer etwas größer als die Spannung des Dampfes allein, und da die Temperatur im Heizraum (für die Heizung das Wesentliche) nur abhängt von seiner Spannung (nicht von der Summe), so ist die Temperatur in einem Heizraum stets etwas kleiner als die durch ein Manometer angegebene Gesamtspannung in diesem Raum vermuten läßt. Bei Heizversuchen muß man also stets die Temperatur des Heizdampfes beobachten und nicht seine Spannung, weil diese wegen des wechselnden Luftgehaltes eine zuverlässige Reduktion auf die Temperatur nicht gestattet.

Die Dampfspannung und Temperatur ist nicht an allen Stellen des Heizraumes die gleiche; sie ist immer etwas, oft viel kleiner am Ende der Heizfläche als am Anfang. Wenn Heizdampf in einen Doppelboden oder in eine Schlange geführt wird, die von kaltem Wasser berührt sind, so ist in der ersten Zeit der Dampfeinströmung die Spannung am Ende der Heizfläche gewöhnlich gleich 0, und sie nimmt erst allmählich mit der Erwärmung des Wassers zu, bis sie schließlich bei Beginn des Siedens den dauernden höchsten Stand erreicht.

Tabelle 9.

Spannung, Gesamt-, Wasser-, Flüssigkeits- und Verdampfungs- nach

Spannungen.			Luftleere		
Atmosphären absolut	Quecksilbersäule in mm	Wassersäule in mm	in cm Quecksilbersäule	in m Wassersäule	Temperatur in °C
0,0061	4,60	0,063	75,540	10,273	0
0,0086	6,53	0,089	75,347	10,247	5
0,012	9,17	0,124	75,038	10,212	10
0,017	12,70	0,176	74,730	10,160	15
0,023	17,39	0,238	74,261	10,098	20
0,031	23,55	0,320	73,645	10,016	25
0,042	31,55	0,434	72,845	9,902	30
0,055	41,83	0,568	71,817	9,768	35
0,072	54,91	0,744	70,509	9,592	40
0,094	71,39	0,972	69,861	9,364	45
0,121	91,98	1,251	66,802	9,085	50
0,155	117,48	1,602	64,252	8,734	55
0,196	148,79	2,026	61,121	8,310	60
0,246	186,95	2,543	57,305	7,743	65
0,257	195,50	2,656	56,450	7,680	66
0,303	233,09	3,163	52,601	7,173	70
0,380	288,55	3,928	47,148	6,408	75
0,466	354,04	4,817	40,586	5,519	80
0,506	384,44	5,230	37,556	5,106	82
0,570	433,04	5,892	32,696	4,444	85
0,691	525,45	7,142	23,455	3,194	90
0,746	566,76	7,711	19,342	2,625	92
0,841	633,78	8,602	12,622	1,706	95
1,000	760,00	10,336	± 0	± 0	100
1,25	950	12,920			106,38
1,50	1140	15,50			111,74
1,75	1330	18,09			116,42
2,00	1520	20,67			120,60
2,25	1710	23,26			124,35
2,50	1900	25,84			127,80
2,75	2090	28,42			130,96
3,00	2280	31,00			133,91
3,50	2660	36,18			139,24
4,00	3040	41,34			144,00
4,50	3420	46,51			148,29
5,00	3800	51,68			152,22
6,00	4560	62,02			159,22
7,00	5320	72,35			165,34
8,00	6080	82,69			170,81
9,00	6840	93,02			175,77
10,00	7600	103,36			180,31
11,00	8360	113,70			184,50
12,00	9120	124,03			188,41
13,00	9880	134,37			192,08
14,00	10640	144,70			195,53
15,00	11400	155,04			198,88

Tabelle 9.

wärme, spezif. Volumen und Gewicht des gesättigten Wasserdampfes Zeuner.

Latente oder Dampfwärme $606{,}5 - 0{,}595\ t - 0{,}00002\ t^2 - 0{,}000003\ t^3$ Kal.	Flüssigkeitswärme: $t + 0{,}00002\ t^2 + 0{,}000003\ t^3$ Kal.	Gesamtwärme $606{,}5 + 0{,}305\ t$ Kal.	Spez. Volumen 1 Vol. Wasser gibt Vol. Dampf	Spez. Gewicht. Gewicht des Dampfes in kr. pr. cbm
606,5	0	606,5	198567	0,00504
603,080	5	608,03	143811	0,00696
599,548	10,02	609,55	105170	0,00951
596,074	15,006	611,08	75824	0,01319
592,590	20,010	612,60	57087	0,01753
589,113	25,017	614,13	43126	0,02320
585,623	30,026	615,65	32423	0,03086
582,143	35,037	617,18	25168	0,03975
577,649	40,051	618,70	19542	0,05119
575,162	45,068	620,23	15213	0,06576
571,662	50,088	621,75	12001	0,08336
568,170	55,110	623,28	9510	0,10569
564,763	60,137	624,80	7629	0,13114
561,163	65,167	626,33	6163	0,16234
560,458	66,172	626,63	5915	0,16915
557 649	70,201	627,85	5020	0,19928
554,141	75,239	629,38	4096	0,24423
550,618	80,282	630,30	3382	0,29582
549,210	82,300	631,51	3130	0,31961
547,101	83,329	632,43	2799	0,35744
543,569	90,381	633,95	2336	0,42829
542,157	92,403	634,56	2177	0,45966
549,037	95,343	635,48	1958	0,51105
536,509	100,500	637,00	1650,5	0,60590
531,983	106,967	638,95	1338,6	0,74738
528,178	112,408	640,58	1129,9	0,88540
524,670	117,340	642,01	975,9	1,0252
521,863	121,417	643,28	859,9	1,1631
519,193	125,237	644,43	776,7	1,2981
516,727	128,753	645,48	697,2	1,4345
515,379	131,061	646,44	638,3	1,5674
512,351	134,989	647,37	587,5	1,7024
508,532	140,438	648,97	508,2	1,9676
505,119	145,310	650,42	448,4	2,2303
502,022	149,708	651,73	401,4	2,4911
499,189	153,741	652,93	363,6	2,7500
494,122	160,938	655,02	306,4	3,2632
489,687	167,243	656,93	265 2	3,7711
485,712	172,888	658,60	233,9	4,2745
482,093	178,017	660,11	209,5	4,7741
478,791	182,719	661,50	189,7	5,2704
475,705	187,065	662,77	173,5	5,7636
472,844	191,126	663,97	159,9	6,2543
470,136	194,944	665,08	148,4	6,7424
467,603	198,537	666,14	138,4	7,2283
465,120	202,041	667,16	127,7	7,0270

Tabelle 9a.

Spannung und Temperatur des Wasserdampfes nach H. F. Wiebe (nach Regnaults verbesserter Tafel).

Spannung		Temperatur	Spannung		Temperatur
at	mm	°	kg/qcm	mm	°
1	760	100	1	735,7	99,09
2	1 520	120,60	2	1 471,4	119,58
3	2 280	133,91	3	2 207	132,80
4	3 040	144,00	4	2 943	142,83
5	3 800	152,22	5	3 679	151,01
6	4 560	159,22	6	4 414	157,96
7	5 320	165,35	7	5 150	164,04
8	6 080	170,82	8	5 886	169,47
9	6 840	175,77	9	6 621	174,39
10	7 600	180,31	10	7 357	178,90
11	8 360	184,51	11	8 093	183,07
12	9 120	188,42	12	8 828	186,95
13	9 880	192,09	13	9 564	190,59
14	10 640	195,54	14	10 300	194,02
15	11 400	198,80	15	11 036	197,26
16	12 160	201,91	16	11 771	200,34
17	12 920	204,87	17	12 507	203,28
18	13 680	207,69	18	13 243	206,08
19	14 440	210,40	19	13 978	208,77
20	15 200	213,01	20	14 714	211,36
21	15 960	215,52	21	15 450	213,85
22	16 720	217,94	22	16 186	216,24
23	17 480	220,27	23	16 921	218,56
24	18 240	222,53	24	17 657	220,81
25	19 000	224,73	25	18 393	222,98
26	19 760	226,85	26	19 128	225,09
27	20 520	228,92	27	19 864	227,14
28	21 280	230,93	28	20 600	229,13
29	22 040	232,88	29	21 336	231,07
30	22 800	234,78	30	22 071	232,96

Als **Beispiel** mag die nachfolgende Beobachtung dienen:

Ein kupferner Kessel von 1000 mm Durchmesser mit Doppelboden von 1,4 qm enthielt 720 Liter Wasser von 13°. Dampfeingangsventil 25 mm, Spannung des Dampfes im Dampfentwickler 3,5 Atm., am Eingang in den Doppelkessel etwa 3 Atm.

Zeit Uhr Min.	Temperatur des Wassers im Doppelkessel °C	Dampfspannung an der dem Dampfeingang entgegengesetzten Seite Atm.-Überdr.	Kalorien übertragen p. 1 qm, 1 Stunde, 1 °C Temperatur-Differenz
9 20	13	0,0	
9 25	30	0,4	1224
9 30	47	0,7	1530
9 35	64	1,2	1690
9 40	80	1,75	1950
9 45	93	1,85	2090
9 48	100	1,95	2045
bis 10 18	100	2—2,3—2,5—2,6	80 Liter Wasser verdampft in 30 Min.

Je lebhafter die Bewegung der Flüssigkeit um die Heizfläche ist, um so lebhafter ist auch die Wärmeübertragung. Je mehr Flüssigkeitsteilchen in bestimmter Zeit an die Heizfläche geführt werden, um so mehr Wärme nimmt die Flüssigkeit in dieser Zeit auf. Das eben angeführte Beispiel zeigt dieses auch deutlich. Während das Wasser sich mehr und mehr erwärmt, nimmt seine Zirkulation, seine Bewegung an der Heizfläche zu und um so größer ist die Zahl der pro 1 qm und 1° in bestimmter Zeit übergegangenen Wärmeeinheiten. Auch wenn durch künstliche Mittel die zu erwärmende oder zu verdampfende Flüssigkeit schnell und oft an der Heizfläche vorbeigeführt wird, erhöht sich die in bestimmter Zeit übergegangene Wärmemenge. Diese nimmt allerdings nicht direkt proportional der Geschwindigkeit zu, sondern in geringerem Maße (Abschnitt XXI). Wirbel und Querströmungen der Flüssigkeit befördern deren Wärmeaufnahme sehr.

Die aus den Beobachtungen von Joule, Ser und anderen zu ziehenden Schlüsse lassen glauben, daß die Zunahme der Wärmeübertragung zwischen Dampf und nicht siedender Flüssigkeit etwa proportional der dritten Wurzel aus der Flüssigkeits-Geschwindigkeit sei.

Aber auch das Maß der Bewegung des Dampfes an den Heizflächen übt einen erheblichen Einfluß auf die Wärmeübertragung aus. Man beobachtet stets, daß dicht an der Eingangsstelle, da, wo der Dampf die Heizfläche zuerst trifft, eine sehr viel lebhaftere Bewegung der nicht siedenden Flüssigkeits-Teilchen, eine sehr viel heftigere Verdampfung bei siedenden Flüssigkeiten stattfindet als an den dem Eintritt ferneren Stellen. Es ist augenscheinlich, daß desto mehr Wärme vom Dampf an die umgebende Wand abgegeben wird, je mehr von seinen Molekulen heftig die Wand berühren. Da die Molekule durch diese Berührung an Energie verlieren, also auch an Spannung und Wärme, so folgt, daß die Wirkung am größesten sein muß, wenn immer neue, noch im Vollbesitz ihrer Schwingungsenergie befindliche Molekule der Wend zugeführt werden, der sie dann ihre Schwingungen mitteilen. Ein schneller Dampfstrom parallel der Wand führt vorteilhafterweise viele neue Molekulen über dieselbe Stelle, aber mehr noch ist dies der Fall, wenn der Dampfstrom vertikal auf die Wand trifft. Auch bei einem Dampfstrom, der parallel der Heizwand führt, sollten möglichst alle kleinsten Teile des Dampfes direkt an die Wand geführt werden.

Um die vom Dampf erfüllten geschlossenen Heizschlangen, Heizrohre, Doppelböden, Rohr-Heizkörper findet stets eine sehr lebhafte Bewegung der nicht siedenden und ein höchst energisches Emporschleudern der siedenden Flüssigkeit am Eintritt statt und gegen das Ende hin sinkt die Wirkung ungemein, bis sie fast ganz aufzuhören scheint. Öffnet man die Heizräume am Ende, so daß Dampf entströmt, während die Spannung im Heizraume bestehen bleibt, so wird die Wärmeübertragung noch verstärkt; es nehmen dann größere Teile der Heizfläche an der kräftigen Wirkung teil. In der Wirklichkeit kann man diese Öffnung der Heizflächen nicht immer ausführen, da sie meist eine kostspielige Dampfverschwendung wäre; dennoch gibt es Fälle, in denen dieser Zustand der regelmäßige ist, z. B. bei mehreren hintereinander aufgestellten Heizkörpern, bei den Kondensatoren der Rektifizier-Apparate usw.

In allen diesen Fällen beobachtet man die stärkste Wärmemitteilung da, wo der meiste Dampf an die Heizflächen strömt, und daß die ganze Heizfläche um so leistungsfähiger wird, je mehr Dampf an ihrer gesamten Ausdehnung vorbeistreicht, auch wenn dieser Dampf nicht ganz kondensiert wird. Wir glauben, daß die

durchschnittliche Verdampfungs-Leistung einer Flächeneinheit abnimmt mit ihrer Größe, und zwar etwa mit der Wurzel aus ihrer Fläche derart, daß, wenn k_v die Wärmemenge bedeutet, die in der Zeiteinheit durch die Flächeneinheit bei 1^0 Differenz strömt, daß dann durch die Fläche H die Wärmemenge $C = k_v . \sqrt{H}$ übergeht. Bei Rohren, in denen der Heizdampf strömt, scheint, wie die mitzuteilenden Beobachtungen zeigen, diese Beziehung jedenfalls zu bestehen; bei Doppelböden ist sie, vielleich mangels genauer Versuche, nicht so sicher zu konstatieren, ebenso wie bei Rohr-Heizkörpern mit außenstehendem Dampf.

Wenn der Raum, in dem sich der Heizdampf befindet, sehr groß ist, so daß dieser nur eine geringe Strömungsgeschwindigkeit haben kann, fast stagniert, so wird der Einfluß, den die absolute Größe der Fläche ausübt, sich vermindern.

Das Kondenswasser, das der niedergeschlagene Dampf an den Heizflächen bildet, ist ein erhebliches Hindernis für die Wärmeübertragung, da die Leitungsfähigkeit des Wassers eine sehr geringe ist. Je schneller und je vollkommener man dieses Kondenswasser von den Heizflächen entfernt, um so wirkungsvoller werden sie sein. Bis zu einem gewissen Maße wird von einem horizontalen außen geheizten Rohr das Kondenswasser schneller abtropfen als von einem vertikalen, da beim letzteren die oben niedergeschlagenen Wasser an der ganzen Länge des Rohres hinabfließen müssen. Bei Heizflächen von großer Ausdehnung ist es daher vorteilhaft, das gesamte Kondenswasser nicht zusammen am Ende abzugeben, sondern in Teilen nachdem der Dampf je die Hälfte oder je den dritten, vierten Teil der Heizfläche bestrichen hat.

Die Art des Metalles, aus dem die Heizfläche besteht, übt, wie es scheint, auf die Menge der übertragenen Wärme nur durch seine verschiedene Leitungsfähigkeit einen Einfluß aus. Die Beschaffenheit der Oberfläche, namentlich ob sie glatt oder rauh ist, scheint bei direkter Berührung der heizenden und geheizten Stoffe fast ganz und gar ohne Wirkung auf den Wärmedurchgang zu sein (sofern sie nur rein, d. h. nicht inkrustiert ist).

Die strahlende Wärme wird durch rauhe, dunkle, selbst berußte Flächen besser als durch glatte blanke übertragen.

Die Wärme, welche ein heizendes Medium (Dampf, Gas, Flüssigkeit) durch eine Metallwand und durch deren oft vorhandene Bedeckung mit Kesselstein (Inkrustation) an das zu heizende Medium

(Gas, Flüssigkeit) abgeben soll, hat mehrere Widerstände zu überwinden, die nach dem Vorgange von Péclet berücksichtigt werden durch einen für jeden von ihnen angenommenen Koeffizienten, der angibt, wieviel Wärmeeinheiten in einer Stunde durch 1 qm bei 1° C Temperaturdifferenz hindurchgehen.

Es sei:

ε = *WE*, die vom heizenden Medium in die Metallwand gehen

λ = Leitungsfähigkeit der Metallwand

δ = Dicke der Metallwand in Metern

α = *WE*, die von der Metallwand in den Kesselstein, oder, wenn dieser nicht vorhanden, in die zu heizende Flüssigkeit treten

λ_i = Leitungsfähigkeit des Kesselsteins

δ_i = Dicke des Kesselsteins in Metern

η = *WE*, die vom Kesselstein an die Flüssigkeit abgegeben werden,

k = *WE*, die durch alle Hindernisse zusammengehen.

Dann sind die in einer Stunde pro qm bei $\delta + \delta_i$ m Dicke und bei den an den verschiedenen Stellen herrschenden Temperaturdifferenzen durch die Wand gehenden Wärmeeinheiten K die folgenden:

$$K = \varepsilon (t_a - t_1) \qquad K\frac{1}{\varepsilon} = (t_a - t_1)$$

$$K = \frac{\lambda}{\delta}(t_1 - t_2) \qquad K\frac{\delta}{\lambda} = (t_1 - t_2)$$

$$K = \alpha (t_2 - t_3) \qquad K\frac{1}{\alpha} = (t_2 - t_3)$$

$$K = \frac{\lambda_i}{\delta_i}(t_3 - t_4) \qquad K\frac{\delta_i}{\lambda_i} = (t_3 - t_4)$$

$$K = \eta (t_4 - t_i) \qquad K\frac{1}{\eta} = (t_4 - t_i)$$

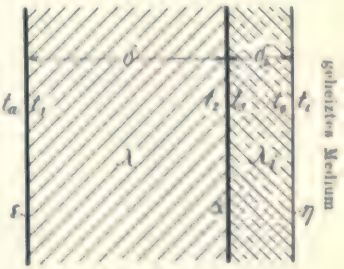


Fig. 7.

$$K\left(\frac{1}{\varepsilon} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha} + \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\eta}\right) = (t_a - t_i) \quad (37)$$

oder für 1° Temperaturdifferenz:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha} + \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\eta}} \quad . \quad . \quad . \quad (38)$$

Die Wärmeübergangskoeffizienten ε und α sind von den Herren L. Holborn und W. Dittenberger [1]) an einem Rotguß- (Messing?) Gefäß 81 mm Drm. 210 mm hoch, 20 mm dick und von L. Austin [2]) an einem Eisengefäß 30 mm dick auf thermo-elektrischem Wege untersucht worden, indem heißes, mechanisch bewegtes Öl seine Wärme durch die Metallwand an Wasser von 20°, 30°, 50° und 100° abgab. Die Genannten beobachteten dabei einen Temperatursprung $(t_2 - t_i)$ von der heizenden Metallwand zum Wasser, den sie bestimmten; aus ihren Angaben läßt sich auch der Temperatursprung $t_a - t_1$ vom heizenden Öl an die Metallwand feststellen. Unseres Erachtens zeigen diese Versuche, daß die Wärmeübertragung im höchsten Maße von dem Bewegungszustande der Flüssigkeiten abhängt, daß sie vom Metall an das Wasser die gleiche ist, wie umgekehrt vom Wasser an das Metall, daß der Wärmeübergang direkt proportional dem Temperatursprung ist, wenn das Wasser (siedend oder nicht siedend) dabei noch sehr stark bewegt wird, daß aber bei siedendem, nicht mechanisch bewegtem Wasser der Wärmeübergang mit steigender Temperatur steigt, wohl weil beim ungerührten Sieden die Geschwindigkeit, mit der sich das Wasser an der Wand vorbei bewegt, geringer ist, als bei heftiger mechanischer Bewegung. Offenbar steigt der Wärmeübergang direkt mit der Zahl der Moleküle, die in der Zeiteinheit die heizende Wand berühren (ϑ_i war $= 0$).

Der Temperatursprung $(t_a - t_1)$ vom Öl zum Metall war für gleiche Wärmeübertragung sehr viel größer als zwischen Wasser und Öl, und diese wächst auch mit der Temperaturhöhe des Öls, wahrscheinlich weil heißeres Öl leichter beweglich ist.

Diesen Beobachtungen glauben wir folgende angenäherte Werte für die Wärmeübertragung pro qm, Stunde und 1° C. Temperaturdifferenz von Schmiedeeisenwand an Wasser entnehmen zu dürfen.

Von heißem Eisenblech an Wasser:

Wasser nicht siedend, heftig gerührt				siedend heftig gerührt
Wassertemperatur =	20°	30°	50°	100°
α =	4400	5000	6000 *WE*	6600 *WE*

[1]) Z. d. V. d. Ing. 1900. S. 1724. [2]) 1902. S. 1890. – Siehe auch Bayerischer Rev.-Verein 1907. S. 108.

Wasser siedend, nicht gerührt:

bei Temp.-Diff. zwisch. Wasser und Eisenwand						
$\vartheta =$	0,62 °	1,2 °	2,54 °	3,1 °	3,94 °	4,1 °
$\alpha =$	1600	2700	3500	3800	3900	4200 *WE*

Von siedendem Wasser an Schmiedeeisen:

Wasser nicht bewegt: $\varepsilon = 2800$ *WE*

Wasser heftig bewegt: $\varepsilon = 6700$ *WE*

Die Wärmeübergangszahlen von Metall zur Inkrustation und von dieser an die Flüssigkeit (η) sind noch nicht erforscht, aber sie sind gewiß gering.

Anmerkung. Für die Wärmeübertragung von heftig bewegtem Öl an die 30 mm dicke Eisenwand (ε) und durch diese an das Wasser (k) lassen sich vielleicht die nachstehenden Zahlen aus den mitgeteilten Versuchen ziehen. Weil die Versuche aber nicht auf dieses Ziel gerichtet waren, sind die Zahlen für ε und k nicht alle in guter Übereinstimmung, geben aber doch eine Vorstellung von den Vorgängen.

Öl-Temp.	Wärmeübergang in *WE* pro 1 qm/Stunde und 1° Temp.-Diff. von heißem bewegtem Öl an Schmiedeeisenwand: ε					von heißem bewegten Öl durch 30 m dicke Schmiedeeisenwand in das Wasser: k				
	Wassertemperatur					Wassertemperatur				
° C	20°	30°	50°	100°	100°	20°	30°	50°	100°	100°
	heftig gerührt			nicht gerührt		heftig gerührt			nicht gerührt	
80	90	—	—	—	—	88	100	—	—	—
90	100	—	—	—	—	92	110	—	—	—
100	125	125	—	—	—	116	120	—	—	—
110	150	150	—	—	—	135	130	—	—	—
120	175	185	230	200	90	150	140	—	170	70
130	168	165	250	225	120	160	155	170	200	95
140	—	187	220	230	140	—	170	180	230	110
150	—	215	250	250	147	—	200	200	240	130
160	—	—	280	330	170	—	—	210	245	140
170	—	—	290	330	180	—	—	220	275	145
180	—	280	—	—	185	—	—	—	290	150
190	—	—	—	340	190	—	—	—	300	155
200	—	—	—	400	200	—	—	—	310	200

Der Leitungs-Koeffizient λ der Metalle ist von mehreren Forschern untersucht worden, aber die von ihnen gefundenen Werte sind ziemlich verschieden von einander. Es scheint, als ob geringe Veränderungen der Zusammensetzung der Metalle (Unreinigkeiten) schon einen großen Einfluß auf die Wärmeleitung ausüben. Als Mittel vieler Beobachtungen dürfen folgende Werte für λ (Kalorien, die in 1 Stunde durch einen Metallklotz von 1 qm Querschnitt und 1000 mm Dicke bei 1^0 Temperatur-Differenz gehen) gelten (Zeitschr. d. V. d. Ing. 1896, S. 46):

Kupfer: $\lambda = 330$	Zinn: $\lambda = 54$
Eisen: $\lambda = 56{,}1$ (52,2)	Zink: $\lambda = 105$
Stahl: $\lambda = 22{,}3$—40	Blei: $\lambda = 28{,}44$
Rotguß: $\lambda = 60{,}84$	

Die Leitungsfähigkeit des Kesselsteins[1]) ist zu $\lambda_1 = 1{,}1$ bis 2,7 gefunden worden, die des Öls $= 0{,}1$.

Bezeichnen wir die Summe der reziproken Werte von ε und α mit $\frac{1}{k_0}$ so ist:

$$\frac{1}{k_0} = \frac{1}{\varepsilon} + \frac{1}{\alpha}$$

$$\text{und } k = \frac{1}{\frac{1}{k_0} + \frac{\delta}{\lambda}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (39)$$

$$\text{oder } k = \frac{k_0}{1 + k_0 \frac{\delta}{\lambda}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (40)$$

und wenn wir nun für k_0 diejenigen Werte einsetzen, welche als die annähernd richtigsten angesehen werden, so können wir uns eine Vorstellung von dem Einfluß bilden, den die größere oder geringere Leitungsfähigkeit und die größere oder geringere Wandstärke der Heizfläche auf den Transmissions-Koeffizienten k ausübt.

Es soll k_0 nach Mollier (a. a. O.) zwischen 3500 und 7000 liegen.

Um eine Vorstellung zu schaffen von dem hindernden Einfluß, den hiernach die zunehmende Wandstärke der Heizfläche ausübt, sind zwei kleine Tabellen 10 und 11 berechnet.

Die Tabelle 10 gibt für die Metalle Kupfer, Zink, Eisen und Blei an, wie groß der Transmissions-Koeffizient bei Wandstärken von 2 bis 10 mm ist, wenn er bei 1 mm Wandstärke $= 100$ ist, und zwar für zwei Annahmen, nämlich:

[1]) W. E. Ernst. Kaiserl. Akad. d. Wissenschaften 1902, Band 62, Abt. IIa, Juli.

1. wenn der Haupt-Koeffizient $k_0 = 3500$ und
2. wenn $k_0 = 7000$ angenommen wird.

In den Fällen der Praxis wird k selten 3500 erreichen, so daß der Einfluß der verschiedenen Leitungsfähigkeit der Metalle und ihrer angewandten Wandstärke fast immer noch geringer sein wird, als es die Tabellen 10 und 11 zeigen.

Tabelle 10.

Wenn der Wärme-Transmissions-Koeffizient k bei einer Wandstärke von 1 mm = 100 ist, so ist er bei größeren Wandstärken von 2—10 mm bei Kupfer, Zink, Eisen, Blei gleich dem in den Spalten angegebenen.

Wandstärke	Kupfer		Zink		Eisen		Blei	
	$k_0 =$ 7000	$k_0 =$ 3500	$k_0 =$ 7000	$k_0 =$ 3500	$k_0 =$ 7000	$k_0 =$ 3500	$k_0 =$ 7000	$k_0 =$ 3500
1	100	100	100	100	100	100	100	100
2	99	100	98	99	93,5	97	89	94
3	98	99	97	98	87,8	93,5	81	89
4	97	99	95	97	81,8	90	74	84
5	96	98	93	97	78	87	68	80
6	96	98	92	96	74,1	85	63	76
7	95	97	91	95	71,5	82	59	73
8	94	96	89	94	67	79,5	55	69
9	93	95	88	93	64	77,4	52	67
10	92	94	85	93	61,5	75,2	49	64

Man erkennt aus der Tabelle 10, daß der Transmissions-Koeffizient k mit zunehmender Wandstärke um so mehr sinkt, je schlechter die Leitungsfähigkeit des Metalls ist.

Für Kupfer, dessen Wandstärke die Grenzen von 1—4 mm selten überschreitet, ist die Abnahme von k bei zunehmender Wandstärke sehr unbedeutend und kann fast vernachlässigt werden.

Bei Schmiedeeisen, dessen Stärke meistens etwas größer ist, übt die Dicke schon einen schädigenderen Einfluß aus, und für gußeiserne Heizflächen, die sehr oft mehr als 10 mm dick werden, können diese Stärken die Leistung schon sehr erheblich vermindern.

Für Blei, dessen Wandstärke groß und dessen Leitung klein ist, nimmt die Leistung der Heizflächen mit der Dicke recht stark ab.

Die zweite kleine Tabelle 11 zeigt, wie groß der Transmissions-Koeffizient bei eisernen und bleiernen Heizflächen ist, wenn sie gleiche Wandstärke wie kupferne haben, und wenn der Transmissions-Koeffizient bei Kupfer = 100 gesetzt wird.

Man erkennt, daß Heizflächen aus Eisen und Blei bei gleichen Wandstärken nicht unbeträchtlich weniger leisten als kupferne; meistens ist aber auch die Wandstärke dieser Metalle noch größer als die der kupfernen Heizflächen.

Tabelle 11.

Wenn der Wärme-Transmissions-Koeffizient k für Kupfer von der Wandstärke $\delta = 1 - 10$ mm = 100 ist, so ist er bei gleichen Wandstärken für Eisen und Blei gleich dem in den Spalten 3 und 4 angegebenen.

1	2	3		4	
Wandstärke	Kupfer	Eisen		Blei	
		$k_0 = 7000$	$k_0 = 3500$	$k_0 = 7000$	$k_0 = 3500$
1	100	96	97	89	95
2	100	90	95	82	90
3	100	85	92	75	86
4	100	81	90	70	82
5	100	77	87	65	78
6	100	75	85	61	75
7	100	72	83	58	73
8	100	69	81	55	70
9	100	67	79	52	67
10	100	65	78	50	65

Dicke, zähe Flüssigkeiten, die schwer beweglich sind, nehmen die Wärme schwerer an als Wasser oder dünne Laugen, Alkohol etc., und der Transmissions-Koeffizient k sinkt für sie sehr erheblich, so daß er oft nur 0,5 ja nur 0,2 desjenigen für Wasser betragen kann, je nach der Konsistenz und Beschaffenheit der Masse.

Endlich gibt es noch ein Hindernis für die Wärmeübertragung, das mehr oder weniger in allen Fällen auftritt: die Inkrustation oder Bedeckung der Heizfläche durch mehr oder weniger feste, breiartige, kristallinische, wassersteinartige Gebilde. Alle diese Niederschläge haften an der Heizfläche fest, leiten die Wärme sehr schlecht und verringern bei Heizung durch Dampf in hohem Maße,

weniger bei direkter Feuerung, ihre Leistungsfähigkeit. Da nun diese Hindernisse in jedem einzelnen Fall andere sind, nie vorher genau bestimmbar und nachher fast nie kontrollierbar sind, so werden die meisten der in der Praxis gewonnenen Zahlen für die Wärme-Übertragung erheblich kleiner sein als die durch vorsichtige Versuche gefundenen und bisweilen so sehr von diesen abweichen können, daß selbst das Gesetzmäßige der Wirkung nicht mehr zu erkennen ist.

Bei Dampfkesseln gilt fester, dichter, harter Kesselstein dem Wärmedurchgange hinderlicher als weicher oder poröser, beide aber als durchaus nicht in dem Maße erschwerend für die Ausnützung des Heizmaterials und die stündliche Verdampfungsleistung von 1 qm, wie bisweilen angenommen wird. Besonders an Lokomotiven sind diese Beobachtungen sehr oft gemacht worden. Man nimmt wohl an, daß poröser Kesselstein dem Wasser immer noch einen gewissen Zutritt zum Metall erlaube. Die geringe Leitungsfähigkeit des Kesselsteins ist aber die Ursache dafür, daß inkrustierte Heizflächen sehr viel heißer werden, als nicht inkrustierte, was ja stets schädlich, oft sehr gefährlich werden kann.

Beobachtung [1]). Illinoisbahn, Lokomotive Nr. 420, 1575 Drm. mit 236 Stahlrohren, 51 aussen, 3,65 m lang (140,4 qm Heizfläche und davon der Rost $\frac{1}{57,9}$) wurde probeweise dreimal geheizt mit Rohren, die nach 21 monatlichem Betriebe 0,8—2,4 mm dick inkrustiert waren und dann wieder dreimal, nachdem ganz neue Rohre eingezogen waren. Die Resultate waren die folgenden:

	rein			inkrustiert		
Kohle verbraucht pro 1 Stunde und qm Rost	271,5	287,7	283,9	293,0	294	293,5 kg
Wasser verdampft pro 1 Stunde und qm Heizfläche . . .	28,86	29,84	28,81	33,37	33,32	33,35 „
Wasser verdampft pro 1 kg Kohle	7,46	7,59	7,63	8,35	8,61	8,48 „

Dies entspricht einem Mehrverbrauch von 9,55 % Heizmaterial bei inkrustierten Rohren.

Findet die Heizung der Flüssigkeit durch Dampf statt, so wirkt die Bedeckung der Heizfläche mit Kesselstein sehr viel erschwerender für den Wärmedurchgang, weil der Dampf bei seiner viel niedrigeren Temperatur nicht, wie die Verbrennungsgase, die Fähigkeit besitzt, die berührte Metallwand hoch zu erwärmen und auf

[1]) The Engineer 1901. July 19. Prof. L. P. Breckinridge.

diese Weise durch Erhöhung der Temperaturdifferenz zwischen beiden Seiten der wärmeübertragenden Wand die geringere Leitungsfähigkeit der Bedeckung auszugleichen.

Die Bedingungen des Wärme-Austausches durch metallene Wände zwischen Gasen, Dämpfen und Flüssigkeiten sind noch nicht mit wünschenswerter Sicherheit durch genaue, in großem Maßstabe mit größeren Objekten ausgeführte Versuche und theoretische Betrachtungen für all die verschiedenen Fälle der Praxis aufgeklärt. Aber, wenn dies auch der Fall wäre, so würden diese theoretischen Resultate durch die in Wirklichkeit stets mehr oder weniger und veränderlich auftretenden Hindernisse doch für die Praxis nicht unmittelbar verwendbar sein können. So bleibt denn bis auf weiteres nichts anderes übrig, als unter voller Würdigung der von den Forschern aus ihren Versuchen an meistens leider recht kleinen Versuchs-Apparaten abgeleiteten Regeln, Koeffizienten, Gesetzen doch auch die fremden und eigenen Wahrnehmungen und Beobachtungen zu berücksichtigen, die an zahlreichen größeren Apparaten im industriellen Betriebe gemacht wurden.

Wir werden sogleich versuchen, für die verschiedenen Fälle der Praxis solche Regeln für die Bestimmung der notwendigen Heiz- und Kühlflächen aufzustellen.

In allen Fällen ist es vorteilhaft, den Wechsel der Gase, Dämpfe und Flüssigkeiten an der Heizfläche recht lebhaft zu machen. Daher sind Wirbel und Änderungen der Strömungs-Richtung der Wärmeübertragung günstig; je schneller die Flüssigkeiten und Gase durch die Rohre fließen, an Heizflächen vorbeigetrieben, desto lebhafter ist der Wärme-Austausch. Ein Dampf- oder Gasstrom, der in einem Kanal oder in einem Rohr mit gleichmäßigem Querschnitt schnell fließt, gibt schneller Wärme ab, als ein Dampfstrom, der an eine flache, breite Heizfläche geführt, sobald er diese berührt hat, sich nach allen Seiten auf ihr ausbreitet.

Da, wo die heißen Ströme die Heizflächen zuerst berühren, findet die stärkste Wärmeabgabe statt.

In langen Heizrohren und Kanälen sinken gegen das Ende hin Spannung und Temperatur der Dämpfe und Gase, daher denn ihre letzten Enden oft ziemlich wirkungslos werden. Je kürzer und enger ein Heizdampfrohr ist, um so wirkungsvoller ist seine Fläche.

Sehr gute Entlüftung und schnelle und vollkommene Entwässerung der Heizräume ist stets zu bewirken.

VIII. Von der Wärme-Übertragung des gesättigten Dampfes in Rohren (Schlangen), Doppelböden und Trommeln.

(Siehe auch Abschnitt XXI.)

A. Verdampfung und Erwärmung von Flüssigkeiten durch Heizrohre (Schlangen).

Nach der schönen Zusammenstellung, die Herr Professor Dr. Richard Mollier auf Veranlassung des Vereins deutscher Ingenieure in dessen Zeitschr. 1897, Nr. 6 und 7 veröffentlicht hat, sind die zuverlässigsten Angaben über den Wärmeübertragungs-Koeffizienten k zwischen Dampf und Wasser die folgenden:

Bei nicht siedendem Wasser wächst nach Versuchen von Ser an einem horizontalen Rohr von 10 mm lichter Weite, 314 mm Länge, die Wärmeübertragung etwa mit der dritten Wurzel der Flüssigkeits-Geschwindigkeit v_f in m/sec.

Mollier bestimmte k_v aus den Untersuchungen Sers:

$$k_v = 3300 \sqrt[3]{v_f} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (41)$$

Aus zahlreichen Versuchen Joules an vertikalen Rohren von kleinem Durchmesser ergab sich:

$$k_v = 1750 \sqrt[3]{v_f} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (42)$$

Nach Versuchen G. A. Hagemanns (Nogle Transmissions-Forsög) an einem außen geheizten vertikalen Rohr von 49 mm äußerem, 45 mm innerem Durchmesser und etwa 900 mm Länge, durch das Wasser mit verschiedener Geschwindigkeit strömte, nimmt bei nicht siedenden Flüssigkeiten die übertragene Wärmemenge außer mit der Flüssigkeits-Geschwindigkeit auch noch mit der Höhe der Temperatur-Region zu, in der sich der Vorgang der Wärme-Übertragung abspielt. Je höher die Temperatur des Heizdampfes t_d und je höher diejenige der Flüssigkeit t_{fa} und t_{fe}, desto mehr Wärme wird pro Quadratmeter und 1^0 in 1 Stunde übertragen. Nach Mollier läßt sich aus den Hagemannschen Versuchen k_v schreiben:

$$k_v = 50 + \left(1000 + 10\left(t_d + \frac{t_{fa} + t_{fe}}{2}\right)\right)\sqrt{v_f} \quad . \quad . \quad . \quad (43)$$

Die Zahlen, welche Nichol über Versuche an einem messingenen Rohr von 20 mm lichter Weite mitteilt, zeigen bei horizontaler Lage

erheblich stärkere Wärme-Übertragung als bei vertikaler. In horizontaler Lage wurden etwa 1,5 mal soviel Kalorien übergeführt als in vertikaler, doch sind die von Nichol gefundenen Werte kleiner als bei Ser.

Es scheint einleuchtend, daß bei höheren Temperaturen eine etwas leichtere Beweglichkeit der Flüssigkeit, und hierdurch größere Temperatur-Differenzen in ihren einzelnen Teilen eintreten können, welche Ursache denn wohl eine größere Bewegung an den Heizflächen bewirken wird. Daß die horizontale Lage der Heizrohre einen fördernden Einfluß ausübt, kann wohl erklärt werden dadurch, daß in diesem Fall die erwärmten Flüssigkeitsteilchen sich von der Heizwand sofort entfernen und so anderen Teilen schnell Platz machen, während in oder um vertikale Rohre viele Flüssigkeitsteile, emporsteigend, mit der Wand länger in Berührung bleiben.

Für den Wärme-Übergang von gesättigtem Dampf an siedendes Wasser werden an dem genannten Orte noch Versuche von C. Long, J. B. Morison, Gebrüder Sulzer angeführt, doch scheinen die Resultate der gewiß sorgfältig ausgeführten Experimente nicht gut unter einem Gesichtspunkt vereinigt werden zu können.

Wenn wir aber die oben angeführten Versuche sowie diejenigen von Jelinek (Z. d. V. für Rübenzucker-Industrie 1894, Dez.) und eine ziemliche Anzahl eigener Beobachtungen zusammen überblicken, so glauben wir, daß durch die empirische Gleichung:

$$k_v = \frac{1900}{\sqrt{d \, . \, l}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (44)$$

die Wärme-Übertragung zwischen Dampf und siedendem Wasser, soweit es sich um kupferne zylindrische Rohre mit innerem Dampf handelt, am genauesten ausgedrückt wird.

Wir sind, bei aller Achtung vor so sorgfältigen Forschern wie Joule und Ser doch der Ansicht, daß aus so kleinen Apparaten, wie die waren, mit denen jene arbeiteten, sich sichere Schlüsse auf das Verhalten von Dampf und Flüssigkeit in den so sehr viel größeren Verhältnissen der Industrie nicht ziehen lassen.

Sicher und unzweifelhaft lehrt die Beobachtung, daß Spannung und Temperatur des Heizdampfes am Ende eines längeren von stark siedendem Wasser umgebenen Rohrs erheblich geringer sind, als am

Anfang. Ganz sicher übt diejenige Heizfläche oder derjenige Teil der Heizfläche die größte Wärme-Übertragung aus, welche von den meisten, schnell sie berührenden Dampf-Molekülen getroffen wird. Gleichsam ruhender Dampf gibt am wenigsten Wärme ab.

Dampf, der in einen größeren Heizraum geblasen wird, wird sich dort gleich nach dem Eintritt nach allen Seiten ausbreiten, er wird nicht in regelmäßiger Weise die Heizfläche bestreichen, und er gibt daher seine Wärme langsamer ab.

Nach unserer Meinung lehrt die Beobachtung, daß die Wärme-Übertragung zunimmt mit abnehmendem Durchmesser und mit abnehmender Länge der Rohre, so zwar, daß sie etwa umgekehrt proportional ist der Wurzel aus diesen beiden Maßen. Je kleiner der Durchmesser der Heizrohre ist, um so mehr Moleküle von denen, die das Heizrohr durcheilen, kommen in Berührung mit der Wand. Da die größeste Wärmemenge von Dampf am Anfang abgegeben wird, so wird jedes Rohr gegen das Ende hin sehr viel wirkungsloser.

Wir betrachten die Gleichung:

$$k_v = \frac{1900}{\sqrt{d \,.\, l}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (44)$$

keineswegs als der Weisheit letzten Schluß, wir wissen sogar, daß sie nicht genau ist; es scheint, als ob die zunehmende Länge der Heizrohre die Wärme-Übertragung etwas weniger als mit der einfachen Wurzel vermindere. Für sehr kurze und sehr lange Rohre ist die Gleichung ungenau, aber der Mangel an hinreichend genauen Versuchs-Resultaten erlaubt nicht, die Gleichung zu korrigieren, und so mag sie bis auf weiteres gelten.

Zum Vergleich mit dieser Formel mögen einige öffentlich zugängliche Versuchs-Resultate hier folgen:

Jelinek: Kupferrohr l. W. = 16, Länge = 12000, beobachtet $k_v = 4494$

$$\text{berechnet: } k_v = \frac{1900}{\sqrt{0{,}016 \,.\, 12}} = 4309$$

Jelinek: dito l. W. = 10, Länge = 8200, beobachtet $k_v = 5890$

$$\text{berechnet: } k_v = \frac{1900}{\sqrt{0{,}01 \,.\, 8.2}} = 6643.$$

Hier ist vom Experimentator die Temperatur-Differenz als arithmetisches Mittel der Anfangs- und Enddampftemperatur angenommen,

während sie hätte nach dem im Abschnitt I Gesagten gewählt werden sollen; dann ist sie kleiner, und es würde k_v statt 5890 erscheinen $= 6750$.

Jelinek: dito l. W. $= 16$, Länge $= 3000$, beobachtet $k_v = 8680$

berechnet: $k_v = \frac{1900}{\sqrt{0{,}016 \,.\, 3}} = 8675$

Sulzer: dito l. W. $= 100$, Länge $= 3000$, beobachtet $k_v = 3400$

berechnet: $k_v = \frac{1900}{\sqrt{0{,}100 \,.\, 3}} = 3480$

C. Long: dito l. W. $= 31{,}4$, Länge $= 2500$, beobachtet $k_v = 6500$

berechnet: $k_v = \frac{1900}{\sqrt{0{,}0314 \,.\, 2{,}5}} = 6840$

Beobachtung. (Wochenschr. f. Brauereien 1902 Nr. 36.) Kupfernes Heizrohr l. W. $= 122$, Länge $= 6900 + 2$ Enden: l. W. $= 22$, Länge $= 1000$ und l. W. $= 40$, Länge $= 3275$ (3,32 qm ä. Heizfl.) beobachtet: $k_v = 1901$

berechnet: $k_v = \frac{1900}{\sqrt{0{,}122 \cdot 6{,}9 + 0{,}022 \cdot 1 + 0{,}040 \cdot 3{,}275}} = 1900$

Beobachtung. Kupferrohre mit Bleiumhüllung $30_i - 44_a$ sollen mit $\vartheta_m = 40°$ Temperaturdifferenz verdampfen bei:

3 qm äußerer Heizfläche 120 Liter Wasser p. 1 qm 1 Std.
d. i.: $k = 1620$, berechnet nach *Gl* 44: $k = 1950$ (für reines Kupfer).
2,4 qm äußerer Heizfläche 133 Liter Wasser p. 1 qm 1 Std.
d. i.: $k = 1800$, berechnet: $k = 2174$
1,86 qm äußerer Heizfläche 155 Liter Wasser p. 1 qm 1 Std.
d. i.: $k = 2092$, berechnet: $k = 2470$.

Beobachtung. 5 Kupferrohre von je: 80×86 Drm., 4983 Länge + 1 Gußkörper 350 Drm., 580 hoch mit zusammen $H = 7{,}28$ qm Heizfl. mit Dampf von 132° geheizt, übertrugen in 2 Std. 1147312 *WE* an siedendes Wasser. — Kondenswasser 119°, mittlere Temp.-Diff. $\vartheta_m = 25{,}5°$. Das beobachtete k_v ist also $k_v = \frac{1147312}{2 \,.\, 7{,}28 \,.\, 25{,}5} = 3090$ *WE*. Nach der empirischen Formel 44 ist das berechnete $k_v = 2955$ *WE*. Wochenschr. f. Brauerei 1905 Nr. 1.

In der Tabelle 12 haben wir auf Grund dieser Gleichung (44) die ausgerechneten Transmissions-Koeffizienten zwischen Dampf und siedendem Wasser für Kupferrohre von 10—150 mm lichte Weite und 1—30 m Länge zusammengestellt, aber wir müssen hinzufügen, daß diese Werte für k_v eben nur für Wasserverdampfung gelten. Je dicker die zu verdampfende Flüssigkeit wird, um so geringer wird der Einfluß der Form und Art der Heizfläche auf die Leistung.

Man darf annehmen, daß der Koeffizient k_v für schmiedeeiserne

Rohre etwa 0,75, für gußeiserne Rohre etwa 0,5 und für bleierne Rohre etwa 0,45 desjenigen für Kupfer beträgt, in welchen Werten die bei diesen Metallen stets größere Wandstärke berücksichtigt ist.

Für die Anwendung in der Praxis darf man die so gefundenen Werte von k_v nur etwa mit $^2/_3$ in Rechnung stellen [1]).

Wenn nicht reines Wasser allein, sondern dünne Laugen mit einem Gehalt von 10—25% an festen Stoffen zu verdampfen sind, so sinkt der Transmissions-Koeffizient in den meisten Fällen um 20—30%.

Tabelle 12.

Der Wärmetransmissions-Koeffizient k_v für 1 St. 1°. 1 qm (zwischen Dampf und siedendem Wasser) für kupferne Heizschlangen von 10—150 mm lichte Weite und 1—30 m Länge. (Formel 44).

Lichte Weite des Rohres in mm d	Länge des Rohres l in m								
	1	2	4	6	8	10	15	20	30
	Wärmetransmissions-Koeffizient k_v für kupferne, innen geheizte Dampfrohre								
10	19000	13470	9500	7714	6730	6012	4912	4290	3570
15	15580	11000	7713	6333	5495	4910	3950	3408	2833
20	13470	9500	6730	5490	4750	4220	3408	3007	2455
25	12000	8520	6012	4910	4250	3800	3100	2687	2190
30	11000	7714	5490	4510	3875	3408	2835	2455	2004
35	10190	7272	4900	3900	3500	3200	2640	2270	1850
40	9500	6730	4750	3875	3363	3007	2455	2110	1743
45	8950	6333	4510	3600	3165	2835	2300	2004	1610
50	8520	6012	4253	3408	3007	2687	2190	1900	1558
60	7714	5490	3875	3170	2740	2455	2004	1743	1415
70	7200	5080	3600	2930	2540	2270	1890	1610	1310
80	6730	4750	3363	2740	2375	2125	1711	1490	1225
90	6333	4510	3170	2580	2245	2004	1610	1410	1157
100	6012	4290	3007	2455	2135	1900	1558	1364	1100
125	5714	3800	2687	2191	1820	1700	1390	1202	982
150	4910	3408	2455	2004	1743	1555	1266	1100	905

[1]) Z. d. V. d. Ing. 1902, 22. März, Nr. 12.

Für dicke, breiige oder schwerflüssige, zähe oder mit Kristallen stark vermischte Flüssigkeiten kann der Wert von k_v noch viel kleiner werden. Es bleibt dann nur noch ein geringer Einfluß der Abmessungen der Heizrohre erkennbar, und für diese Fälle darf man

k_v nur etwa = 650—750 für lange Heizschlangen,
k_v „ „ = 800—900 „ kurze „
k_v „ „ = 1000 „ dünne Heizrohre (Dampfrohre)
k_v „ „ = 600—700 „ vertikale Rohrsysteme (außen Dampf)

in der Praxis annehmen.

Die Wandstärke für Kupferrohre ist in der Tabelle 12 etwa 2 mm angenommen.

Für schmiedeeiserne Rohre ca. 3,5—4 dick ist der Koeffizient $k_v = 0{,}75$ desjenigen für Kupfer.
„ gußeiserne „ „ 10 dick ist der Koeffizient $k_v = 0{,}60$ desjenigen für Kupfer.
„ bleierne „ „ 10 dick ist der Koeffizient $k_v = 0{,}5$ desjenigen für Kupfer.

Für die Bestimmung der Größe der Heizfläche von Apparaten zur Wasserverdampfung darf man den Koeffizienten k_v nur etwa $^2/_3$ so groß, wie oben angegeben, annehmen, d. h. also

für Kupferrohre 0,66 der Tabellen-Zahlen
„ schmiedeeiserne Rohre 0,50 „ „ „
„ gußeiserne „ 0,40 „ „ „
„ Bleirohre 0,333 „ „ „

Für Flüssigkeiten, welche 10—25 % feste Stoffe gelöst enthalten, sind die Koeffizienten k_v nur etwa $^3/_4$ so groß wie die soeben genannten,

d. h. für Kupferrohre 0,5 der Tabellen-Zahlen
„ schmiedeeiserne Rohre 0,4 „ „ „
„ gußeiserne „ 0,3 „ „ „
„ Bleirohre 0,25 „ „ „

Nun kann man die Gleichung (44) etwas umformen. Wenn man Zähler und Nenner mit $\sqrt{\pi}$ multipliziert, wird der unter dem

Wurzelzeichen stehende Wert gleich der Heizfläche H_v und so entsteht:

$$k_v = \frac{1900\ \sqrt{\pi}}{\sqrt{d.l}\ \sqrt{\pi}} = \frac{1900\ \sqrt{\pi}}{\sqrt{d.\pi.l}} = \frac{1900.1{,}772}{\sqrt{H_v}} = \frac{3367}{\sqrt{H_v}} \quad . \quad (45)$$

Setzen wir diese Werte von k_v in die Gleichung für die gesamte Wärme-Übertragung der Fläche H_v

$$C = H_v \cdot \vartheta_m \cdot k_v$$

so kommt man zu der Gleichung:

$$C = 3367 \cdot \sqrt{H_v} \cdot \vartheta_m \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (46)$$

die dann ausdrücken würde, daß die von der Fläche H_v in der Zeiteinheit übertragene Wärme proportional der Wurzel aus dieser Fläche sei.

Wie wir schon oben sagten, halten wir diese Gleichung nicht für ganz richtig, sondern sind vielmehr der Meinung, daß die Leistung größerer Heizflächen etwas größer, kleinerer Heizflächen kleiner sei, als die Gleichung angibt. Allein, man erzielt mit ihr Resultate, die von allen uns bekannten am besten mit der Wirklichkeit übereinstimmen.

Unter Berücksichtigung der Leistungs-Verminderung durch Inkrustationen, ungenügende Entlüftung etc. wählen wir für die Berechnung der wirklichen Heizflächen die Gleichungen:

$$C = 2200\, \vartheta_m \sqrt{H_v} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (47)$$

$$\text{oder } H_v = \left(\frac{C}{2200 \cdot \vartheta_m}\right)^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (48)$$

die man mit einigem Vertrauen für kupferne Heizrohre zur Wasserverdampfung verwenden kann.

Mit ihrer Hilfe ist die Tabelle 13 berechnet worden, die nun angibt, wieviel kg Wasser kupferne Rohre von 10—150 mm Durchmesser auf 2—40 m Länge bei 1° Temperatur-Differenz zwischen Dampf und siedendem Wasser in 1 Stunde verdampfen, und sie soll dazu dienen, im vorkommenden Fall schnell die richtigen Abmessungen der Heizrohre zu finden.

Bei hinreichend kurzen Rohren ist die zu erwartende wirkliche Temperatur-Differenz ϑ_m nur um etwa 10% geringer, als die rechnungsmäßige.

Ist nicht Wasser, sondern eine dünne Lauge von 10—25% Trockengehalt zu verdampfen, so leisten kupferne Schlangen etwa 0,75, schmiedeeiserne Schlangen etwa 0,6, gußeiserne etwa 0,4, bleierne etwa 0,333 von den Angaben der Tabelle 13.

Bei zähflüssigen, dicken, kristallischen Flüssigkeiten mit sehr wenig Wassergehalt ist die stündliche Wasserverdampfung durch Heizschlangen noch geringer, nämlich für Kupfer etwa 0,5, Schmiedeeisen etwa 0,40, Gußeisen etwa 0,25 und Blei etwa 0,225 der in der Tabelle 13 angeführten Gewichte.

Kesseldampf von 3—4 Atmosphären verdampft erfahrungsmäßig an der Atmosphäre mit engen nicht zu langen kupfernen Schlangen für 1 Stunde und 1 qm etwa 100 Liter Wasser. Bei sehr kleinen Heizflächen mehr (bis zu 130 Liter), bei größeren weniger.

Man erwärmt mit 1 qm Heizschlange bei 3—4 Atmosphären in 1 Stunde etwa 800 bis 1200 Liter Wasser von 10° auf 100°, wenn das Wasser nicht besonders bewegt wird, doch ist die Leistung der Heizfläsche sehr verschieden und abhängig von der Dampfgeschwindigkeit. (Siehe Abschnitt XXI.)

B. Die Abmessungen der Dampfrohre (Schlangen).

Es ist für die volle Wirkung der Rohrheizfläche keineswegs gleichgültig, in welchem Verhältnis ihr Durchmesser zur Länge steht.

In sehr langen Rohren, in die der Dampf mit großer Geschwindigkeit eintritt, verliert er gegen das Ende hin sehr an Spannung, und damit sinkt die nutzbare Temperatur-Differenz ungemein.

Bei größerer Dampf-Eintritts-Geschwindigkeit ist allerdings der Wärme-Transmissions-Koeffizient größer, als wenn sie kleiner ist, aber die im ersten Fall schnell sinkende Dampfspannung und Temperatur vermindern so sehr die Temperatur-Differenz, daß die ganze übertragene Wärme bei übermäßiger Eintritts-Geschwindigkeit des Dampfes doch geringer ist, als wenn er bis ans Rohrende seine volle Spannung behält.

Die Beziehung zwischen Rohr-Durchmesser und -Länge, Dampf-Geschwindigkeit und -Spannung kann man sich folgendermaßen aufklären:

Die durch die Wand eines Heizrohres in das umgebende siedende Wasser tretende Wärme ist gleich der durch die Kondensation des eingeführten Heizdampfes frei werdenden. Hieraus ergibt sich die Gleichung:

$$2200\,\vartheta_m \sqrt{d \,.\, \pi \,.\, l} = \frac{d_2 \pi}{4} v_d\, 3600 \,.\, c \,.\, \gamma \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (49)$$

Tabelle 13. (Gleichung 48.)

Heizfläche (qm) und stündlich Wasserverdampfung (W), kupferner Heizrohre

Rohrlänge in m		Lichte Weite des Verdampfungsrohres in mm											
		10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	125	150
2	qm	0,08	0,14	0,21	0,27	0,34	0,40	0,46	0,53	0,59	0,65	0,82	0,98
	W	1,12	1,48	1,83	2,07	2,32	2,52	2,71	2,91	3,07	3,20	3,60	3,96
3	qm	0,12	0,21	0,31	0,41	0,50	0,60	0,69	0,80	0,89	0,99	1,22	1,47
	W	1,36	1,83	2,22	2,56	2,83	3,09	3,32	3,56	3,77	3,97	4,40	4,84
4	qm	0,16	0,28	0,42	0,54	0,68	0,80	0,92	1,06	1,18	1,30	1,64	1,96
	W	1,60	2,11	2,58	2,93	3,29	3,57	3,84	4,09	4,32	4,56	4,96	5,60
5	qm		0,36	0,51	0,68	0,85	1,00	1,16	1,34	1,49	1,65	2,04	2,46
	W	—	2,40	2,85	3,29	3,68	4,00	4,03	4,60	4,88	5,12	5,71	6,26
6	qm		0,43	0,62	0,81	1,01	1,21	1,39	1,60	1,78	1,97	2,45	2,94
	W	—	2,62	3,12	3,60	4,00	4,40	4,71	5,04	5,32	5,60	6,26	6,85
7	qm		0,49	0,73	0,95	1,18	1,40	1,61	1,86	2,07	2,29	2,86	3,43
	W	—	2,80	3,41	3,89	4,32	4,72	5,08	5,45	5,75	6,09	6,76	7,40
8	qm		0,56	0,84	1,08	1,36	1,60	1,84	2,12	2,36	2,60	3,28	3,92
	W	—	2,98	3,66	4,16	4,64	5,04	5,41	5,84	6,13	6,46	7,24	7,90
9	qm			0,93	1,22	1,53	1,81	2,09	2,41	2,69	2,97	3,68	4,41
	W	—	—	3,75	4,41	4,92	5,38	5,78	6,20	6,56	6,89	7,65	8,43
10	qm			1,03	1,35	1,69	2,01	2,32	2,67	2,98	3,29	4,08	4,90
	W	—	—	4,04	4,64	5,20	6,02	6,08	6,52	6,90	7,24	8,08	8,85
11	qm			1,13	1,48	1,86	2,21	2,55	2,94	3,27	3,61	4,48	5,39
	W	—	—	4,24	4,84	5,45	6,04	6,38	6,84	7,25	7,60	8,46	9,28
12	qm			1,24	1,62	2,03	2,41	2,78	3,20	3,57	3,94	4,90	5,88
	W	—	—	4,44	5,08	5,68	6,20	6,66	7,06	7,55	7,93	8,85	9,69
13	qm			1,35	1,76	2,19	2,61	3,00	3,46	3,85	4,26	5,31	6,37
	W	—	—	4,64	5,28	5,92	6,46	6,92	7,44	7,84	8,15	9,20	10,09
14	qm			1,46	1,90	2 36	2,80	3,22	3,72	4,14	4,58	5,72	6,86
	W	—	—	4,80	5,39	6,12	6,69	7,07	7,71	8,13	8,49	9,56	10,48
15	qm			1,58	2,03	2,55	3,00	3,48	4,02	4,47	4,95	6,12	7,38
	W	—	—	4,93	5,68	6,38	6,92	7,45	8,00	8,45	8,86	9,89	10,86
16	qm				2,16	2,72	3,20	3,68	4,24	4,72	5,20	6,56	7,84
	W	—	—	—	5,88	6,58	7,30	7,67	8,23	8,68	9,14	10,24	11,20
17	qm					2,89	3,41	3,93	4,53	5,05	5,57	6,96	8,35
	W	—	—	—	—	6,80	7,38	7,93	8,48	8,98	9,44	10,55	11,55
18	qm					3,06	3,62	4,18	4,82	5,38	5,94	7,36	8,82
	W	—	—	—	—	6,99	7,60	8,17	8,78	9,28	9,74	10,85	11,88
19	qm					3,22	3,82	4,41	5,08	5,67	6,26	7,76	9,31
	W	—	—	—	—	7,17	7,80	8,40	9,01	9,52	10,00	11,14	12,20
20	qm					3,38	4,02	4,64	5,34	5,96	6,58	8,16	9,80
	W	—	—	—	—	7,35	8,01	8,60	9,24	9,76	10,32	11,40	12,52
21	qm						4,32	4,87	5,61	6,25	7,00	8,56	10,29
	W	—	—	—	—	—	8,31	8,80	9,47	10,00	10,58	11,70	12,84

Tabelle 13.

von 10 bis 150 mm Durchm. und 2 bis 40 m Länge bei 1° C Temp.-Diff.

		Lichte Weite des Verdampfungsrohres in mm											
		10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	125	150
22	qm						4,42	5,10	5,88	6,54	7,28	8,96	10,78
	w	—	—	—	—	—	**8,40**	**9,04**	**9,69**	**10,22**	**10,74**	**12,00**	**13,12**
23	qm						4,62	5,33	6,14	6,84	7,55	9,38	11,27
	w	—	—	—	—	—	**8,59**	**9,20**	**9,90**	**10,46**	**10,98**	**12,24**	**13,44**
24	qm						4,82	5,56	6,40	7,14	7,88	9,80	11,76
	w	—	—	—	—	—	**8,78**	**9,48**	**10,10**	**10,69**	**11,20**	**12,52**	**13,72**
25	qm							5,78	6,66	7,42	8,20	10,21	12,25
	w	—	—	—	—	—	—	**9,60**	**10,32**	**10,89**	**11,45**	**12,80**	**14,00**
26	qm							6,00	6,92	7,70	8,52	10,62	12,74
	w	—	—	—	—	—	—	**9,79**	**10,52**	**11,09**	**11,65**	**13,04**	**14,28**
27	qm							6,22	7,18	7,99	8,84	11,03	13,23
	w	—	—	—	—	—	—	**9,97**	**10,71**	**11,29**	**11,89**	**13,28**	**14,56**
28	qm							6,44	7,44	8,28	9,16	11,44	13,72
	w	—	—	—	—	—	—	**10,14**	**10,90**	**11,48**	**12,10**	**13,52**	**14,84**
29	qm							6,70	7,74	8,61	9,53	11,84	14,24
	w	—	—	—	—	—	—	**10,35**	**11,09**	**11,73**	**12,34**	**13,76**	**15,08**
30	qm								8,04	8,94	9,90	12,24	14,76
	w	—	—	—	—	—	—	—	**11,34**	**12,00**	**12,56**	**14,00**	**15,36**
31	qm								8,26	9,10	10,15	12,68	15,22
	w	—	—	—	—	—	—	—	**11,49**	**12,06**	**12,72**	**14,24**	**15,60**
32	qm								8,48	9,44	10,40	13,12	15,68
	w	—	—	—	—	—	—	—	**11,88**	**12,28**	**12,92**	**14,48**	**15,84**
33	qm									9,77	10,77	13,52	16,19
	w	—	—	—	—	—	—	—	—	**12,50**	**13,12**	**14,62**	**16,08**
34	qm									10,10	11,14	13,92	16,70
	w	—	—	—	—	—	—	—	—	**12,72**	**13,36**	**14,92**	**16,36**
35	qm									10,43	11,51	14,32	17,17
	w	—	—	—	—	—	—	—	—	**12,92**	**13,60**	**15,12**	**16,56**
36	qm									10,76	11,88	14,72	17,64
	w	—	—	—	—	—	—	—	—	**13,12**	**13,80**	**15,36**	**16,80**
37	qm										12,20	15,12	18,13
	w	—	—	—	—	—	—	—	—	—	**14,00**	**15,56**	**17,04**
38	qm										12,52	15,52	18,62
	w	—	—	—	—	—	—	—	—	—	**14,16**	**15,76**	**17,28**
39	qm										12,84	15,92	19,11
	w	—	—	—	—	—	—	—	—	—	**14,32**	**15,96**	**17,78**
40	qm										14,16	16,32	19,60
	w	—	—	—	—	—	—	—	—	—	**15,04**	**16,16**	**18,72**

in der d den Rohrdurchmesser, l die Rohrlänge, v_d die Dampfgeschwindigkeit beim Eintritt in das Rohr (alles in m), c die Verdampfungswärme von 1 kg Dampf, γ das Gewicht von 1 cbm Dampf, ϑ_m die Temperatur-Differenz bedeuten.

Aus der etwas umgestalteten Gleichung (49) folgt dann das Verhältnis der Rohrlänge zum Rohrdurchmesser:

$$\sqrt{\frac{l}{d}} = \frac{v_d \,.\, 3600\, c \,.\, \gamma \,.\, d \,.\, \sqrt{\pi}}{4 \,.\, 2200 \,.\, \vartheta_m} = 0{,}725\, \frac{v_d \,.\, c \,.\, \gamma \,.\, d}{\vartheta_m} \quad . \quad . \quad (50)$$

Als Heizfläche hätte hier die äußere Oberfläche der Rohre (Schlangen) gelten sollen, aber in der Gleichung (50) ist, um zu handlichen Formeln zu gelangen, ihre Wandstärke vernachlässigt, und der innere Rohrdurchmesser gleich dem äußeren gesetzt worden. Diese Ungenauigkeit ergibt die berechneten Rohrlängen etwa 10% zu groß, was man bei Benutzung der Gleichung (50) berücksichtigen muß.

Die Dampf-Eintritts-Geschwindigkeit ist das Produkt der Rohr-Abmessungen, der Temperatur-Differenz und des Spannungs-Abfalles im Rohr, und da der letztere nicht wohl berechnet werden kann, auch nicht mit Hilfe der Gleichung (143), die nicht für den Fall vollkommener Kondensation gilt, so ist aus der Gleichung (50) nicht das zulässige Verhältnis $\frac{l}{d}$ mit Sicherheit zu finden. Man muß sich vorläufig damit begnügen, die größte zulässige Rohrlänge nach Erfahrungs-Ergebnissen anzunehmen.

Je geringer die Dampfspannung, und je größer die Temperatur-Differenz zwischen Dampf und siedender Flüssigkeit ist, um so kürzer muß das Rohr sein. Für Temperatur-Differenzen von 30 bis 40° mögen die folgenden Verhältnisse von $\frac{l}{d}$ etwa die passenden sein.

Absolute Dampfspannung (Atm.)	5	4	3	2	1,75	1,50	0,834	0,466
$\frac{l}{d} =$	275	250	225	200	175	150	125	100

Für eine andere Temperatur-Differenz ϑ_m ist dann das größeste Verhältnis $\frac{l_1}{d_1}$:

$$\frac{l_1}{d_1} = \frac{6 \,.\, l}{\sqrt{\vartheta_m \,.\, d}}$$

Zur Bequemlichkeit für Ausrechnungen mag noch angegeben werden, daß für die oben genannten Dampf-spannungen der Werte von

$0{,}725 \cdot c \cdot \gamma$ ist =

997—817—631—438—340—288—203—116

Damit der zur Verfügung stehende Dampfdruck, und folglich seine höchste Temperatur nun aber auch im Heizrohre zur Wirkung komme, darf der Dampf beim Eintritt nicht gedrosselt werden. Es empfiehlt sich, die Dampf-Eingangs-Ventile etwas reichlich zu bemessen.

Will man, daß in den Heizschlangen die verfügbare Dampf-Spannung möglichst ganz auftrete, so mag die Dampf-Geschwindigkeit beim Eintritt etwa 30 m betragen. Ist dagegen ein gewisser Spannungs-Abfall von der Dampfzuleitung zum Heizrohr zulässig, so mag eine Dampf-Eintritts-Geschwindigkeit von 50—60 m angenommen werden.

Dies letztere ist regelmäßig der Fall, wenn eine höhere Dampfspannung zur Verfügung steht, als in der Schlange herrschen soll.

Die Tabelle 14 wird bei der Wahl der Dampfventile hilfreich sein können; sie gibt das Dampfgewicht verschiedener Spannungen, das stündlich durch Ventile von 10—350 mm Durchmesser bei 30 m Geschwindigkeit strömt. Für größere oder geringere Geschwindigkeit ist natürlich das durchströmende Dampf-Gewicht proportional größer oder kleiner.

Beispiel. Es sind die Dimensionen der Dampfschlangen zu bestimmen, mit denen in 1 Stunde 300 kg Wasser — 300 kg Alkohol-Wasser von 50 % (Gewicht) — 300 kg Äther verdampft werden können, wenn die zur Verfügung stehende Dampfspannung einmal 4 Atm. abs., ein anderes Mal 1,25 Atm. abs. beträgt.

Die Verdampfungs-Wärme von 1 kg Alkohol-Wasserdampf von 50 Gew. % ist = 375 *WE*, d. h. so groß wie für $\frac{375}{540}$ = 0,7 kg Wasserdampf — — 300 kg Alkohol-Wasserdampf sind also in bezug auf den Wärme-Verbrauch gleichwertig mit 210 kg Wasserdampf.

Die Verdampfungs-Wärme von 1 kg Äther ist = 97 *WE* — 300 kg Äther repräsentieren also im vorliegenden Falle:

$$\frac{97}{540}\ 300 = 54 \text{ kg Wasserdampf.}$$

Es sind zu verdampfen:

	300 kg Wasser	300 kg Alkohol-Wasser	300 kg Äther
oder	300 „ „	210 „ Wasser	54 „ Wasser
Die Siede-Temp. ist:	100°	92,5°	37°

a) Für Heizdampf von 3 Atm. (4 Atm. absolut) = 144°

ist also die Temp.-Diff. =	44°	51,5°	107°

Wir nehmen aber an, daß in Wirklichkeit die Temperatur-Differenz etwa 10% geringer sei,

d. h.:	40°	46°	96°

Für 1° Temperatur-Differenz müßte das Heizrohr also verdampfen:

$\frac{300}{40} = 7{,}5$ kg $\quad \frac{210}{46} = 4{,}56$ kg $\quad \frac{54}{96} = 0{,}506$ kg Wasser.

Aus der Tabelle 13 finden wir dann, daß hierzu erforderlich ist:

entw. 1 Rohr:	60 Drm. 18 m = 3,62 qm	— 40 Drm. 10 m = 1,35 qm	— 10 Drm. 0,6 m = 0,025 qm
oder 2 „	40 Drm. 7 m = 1,92 qm	— 25 Drm. 4 m = 0,72 qm	—
„ 3 „	30 Drm. 4 m = 1,29 qm	—	—

b) Für Heizdampf von 0,25 Atm. (1,25 Atm. absolut) = 106,38°

ist die Temp.-Differenz =	6,38°	13,88°	69,38°

Tabelle 14.

Dampfgewicht, welches bei $v_d = 30$ m Geschwindigkeit und 10—350 mm Drm. ohne wesent-

Dampf-Spannung Atm. abs.	Dampf-Temperatur °C	Durchmesser des Dampf-										
		10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60
		Stündlich eintretendes Dampf-										
1,00	100	5	12	20	32	46	63	82	103	126	154	184
1,25	106	6,3	14,3	25	40	57	78	101	132	158	191	278
1,50	112	7,5	17	30	47	68	92	120	164	188	227	270
2	121	10	23	39	63	88	120	157	200	245	298	355
2,5	128	12	28	48	76	110	149	194	245	304	367	438
3	134	14	32	56	89	128	173	225	285	353	428	510
4	144	19	43	76	130	170	231	300	280	471	570	680
5	152	27	53	93	146	210	285	372	472	583	705	841

Die wirkliche Temperatur-Differenz nehmen wir etwa 10% geringer an:
d. h.: 5,5° 12° 63°

Für 1° Temperatur-Differenz müßte das Heizrohr also verdampfen:

$$\frac{300}{5{,}5} = 54{,}6 \qquad \frac{210}{12} = 17{,}5 \qquad \frac{54}{63} = 0.86 \text{ kg}$$

In der Tabelle 13 finden wir dann, daß hierzu erforderlich sind:

Entw.	3	Rohre:	150 Drm. 40 m	1	Rohr:	150 Drm. 39 m	1 Rohr: 10 Drm. 1 m
			= 57 qm			= 19,1 qm	= 0,04 qm
oder	4	„	150 Drm. 24 m	2	„	100 Drm. 15 m	—
			= 47 qm			= 9,9 qm	—
„	6	„	100 Drm. 15 m	3	„	60 Drm. 11 m	—
			= 29,7 qm			= 6,6 qm	—
„	8	„	80 Drm. 12 m			—	—
			= 25,8 qm			—	—
„	15	„	40 Drm. 6 m			—	—
			= 12,2 qm			—	—

Man kann eine Verdampfungsheizfläche so konstruieren, daß sie besteht aus einem einzelnen Rohr, dessen Durchmesser sich gegen das Ende hin, allmählich oder in Stufen verengt, oder aus

Tabelle 14.

Spannungen von 1—5 Atm. abs. in 1 Stunde durch Ventile von
lichen Druckverlust eintritt.

eintrittsventils in mm

65	70	80	90	100	125	150	175	200	250	300	350
gewicht bei 30 m Geschwindigkeit:											
215	250	325	413	505	802	1144	1560	2192	3206	4576	6254
267	320	403	527	632	993	1422	1932	2529	3972	5688	7745
317	367	429	657	752	1172	1679	2292	3000	4686	6714	9188
415	483	628	795	980	1533	2209	3014	3933	6148	8816	
513	595	774	980	1214	1895	2726	3717	4862	7600		
597	693	960	1144	1412	2209	3180	4406	5764			
796	926	1204	1520	1884	3004	4254	5820				
985	1143	1485	1888	2332	3704	5247					

mehreren parallelen Rohren, deren Zahl sich gegen das Ende hin verringert (z. B. von 4 auf 3, auf 2, auf 1).

Die bis jetzt veröffentlichten Versuche mit so hergestellten Heizflächen zeigen, daß ihr Transmissions-Koeffizient nicht kleiner ist, als bei kurzen, gleich langen Rohren von gleichbleibendem Querschnitt.

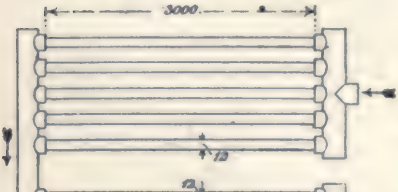


Fig. 8.

Da aber, sobald als ihre Länge im Verhältnis zum Rohrdurchmesser einigermaßen erheblich wird ($l = 600$ bis $800\ d$), die Dampfspannung in den Rohren gegen das Ende hin sehr stark abnimmt, so sinkt hierdurch die Temperatur-Differenz zwischen Dampf und Flüssigkeit ungemein, und die Verdampfungsleistung eines qm wird gering.

Kurze, enge Rohre bilden die wirkungsvollste Heizfläche.

Beobachtung (a. a. O.): Fig. 8.

8 gleiche horizontale Messingrohre (70% Kupfer), von 10 mm i. — 12 mm ä. Drm., 3000 mm Länge, gespeist mit Dampf von 111,93° beim Eintritt, 103,2° beim Austritt, verdampfen in 1 Stunde 141 Liter Wasser von 23° bei 100°. Die Gesamt-Heizfläche ist $H_v = 1{,}8$ qm.

Die Temperatur-Differenz am Anfang ist $\vartheta_a = 11{,}93°$

„ „ „ „ Ende „ $\vartheta_e = 3{,}2°$.

Die mittlere Temperatur-Differenz würde (da $\frac{3{,}2}{11{,}93} = 0{,}269$ ist) aus Tabelle 1 folgen: $\vartheta_m = 0{,}56\,.\,11{,}93 = 6{,}68°$.

Da aber der erste Teil der Heizfläche größer als der zweite ist, ergibt sich $\vartheta_m = 7{,}1$ und daher der beobachtete Transmissions-Koeffizient

$$k_v = \frac{141\,.\,(635-23)}{7{,}1\,.\,1{,}8} \leqq 7000.$$

Die mittlere Heizfläche für 1 Rohr ist $\frac{1{,}8}{8} = 0{,}225$ qm, woraus sich der berechnete Koeffizient ergibt

$$k_v = \frac{3367}{0{,}225} = 7090.$$

C. Verdampfung und Erwärmung von Flüssigkeiten vermittelst Doppelböden und weiter Heizmäntel.

Heizdampf, der in Doppelböden oder um weite zylindrische Mäntel, die auf der anderen Seite von siedender Flüssigkeit

bespült sind, zur Wirkung kommt, bestreicht die gesamte Heizfläche nicht so regelmäßig, strömt nicht so zwangsweise an der Heizfläche hin, wie er es in einer Heizschlange tun muß. Sogleich nach seinem Eintritt in diese weiten Räume verteilt sich der Dampf, er eilt auf dem kürzesten Wege an die freie Fläche, und dieses wird wohl auch der Grund dafür sein, daß die zur Verfügung stehenden Resultate von Verdampfungs-Versuchen mit Doppelkesseln eine gesetzmäßige Abhängigkeit der Wärmeleitung von der Größe der Heizfläche nicht erkennen lassen, was bei den Heizschlangen in der Tat der Fall ist. Große und kleine Dampfkessel ergeben fast dieselbe Wärmeübertragung. Die bekannt gewordenen Werte für k_v sind sehr verschieden. Sie schwanken zwischen $k_v = 1300$ bis $k_v = 3300$, woran unserer Meinung nach besonders die oft mangelhafte Entlüftung Schuld tragen wird. Im Mittel darf man darauf rechnen, daß beim Verdampfen von Wasser durch kupferne Doppelböden oder Heizmäntel bei einem Dampfeingang $k_v = 1400$ bis 1800 ist, und zwar bei Böden bis zu 1 m Durchmesser $k_v = 1800$, von 1 bis 1,3 m Durchmesser $k_v = 1700$, von 1,5—2 m Durchmesser $k_v = 1600$ und darüber $k_v = 1400$. Die Wärmeübertragung der kupfernen Doppelböden ist also für Wasserverdampfung:

$$C = H \,.\, \vartheta_m \; 1400 \text{ bis } H \,.\, \vartheta_m \; 1800 \quad . \quad . \quad . \quad (51)$$

Bei kleinen Kesseln bis zu 1 m Durchmesser darf man dabei die mittlere Temperatur-Differenz beim Sieden etwa mit 0,85 von der am Dampfeintritt annehmen; bei Kesseln von 1—2 m Durchmesser etwa mit 0,8 und bei noch größeren Kesseln etwa mit 0,75 derselben. Aber alle diese Zahlen sind etwas schwankend, und es ist noch nicht möglich, festzustellen, welche Ursachen in jedem Fall bald einen geringeren, bald einen größeren Abfall der Spannung im Doppelboden bewirken. Die Entfernung vom Dampfkessel, die Weite der Zuleitung, der Wärmeverlust des Zuleitungsrohres, die Gestalt des Kessels, die Art und Form des Dampfeintritts und seine Weite sowie die Entlüftung werden gewiß eine Rolle dabei spielen.

Mit Dampf von 3—4 Atmosphären im Dampferzeuger verdampft man im offenen Kessel erfahrungsgemäß aus ganz dünnen Flüssigkeiten in 1 Stunde mit Doppelböden von etwa 1—2 qm 80 bis 100 Liter Wasser pro Quadratmeter. In großen Kesseln ist die Leitung etwas geringer. Es ist bei diesen ganz zweckmäßig, mehrere Dampfeingänge anzubringen, wodurch die Leistung sehr erhöht wird.

Mit Hilfe der Gleichung (51) ist die folgende kleine Aufstellung berechnet, welche angibt, auf eine wie große Wasserverdampfung pro Stunde man bei kupfernen Doppelkesseln von 500—3500 mm Durchmesser mit einem Dampfeintritt und bei Dampfspannungen von 2—5 Atm. abs. rechnen darf.

	Durchmesser des Bodens in mm:											
	500	800	1000	1250	1500	1750	2000	2250	2500	2750	3000	3500
	Seine Tiefe in mm											
	200	300	400	500	550	600	600	700	800	900	1000	1100
	Seine Heizfläche in qm											
	0,33	0,79	1,26	2,02	2,7	3,62	4,3	5,5	6,8	8,5	10,36	12,1
Atm. abs. Spannung:	Seine Wasserverdampfung pro Stunde in Liter:											
2	18,5	44	56	95	130	177	210	272	349	484	484	
3	30	62	92	159	212	281	340	365	449	560	684	798
4	44	104	132	209	280	370	440	470	581	746	885	1035
5	50	117	156	248	340	431	520	555	685	856	1040	1220

Werden bei den größeren Kesseln 2—4 Dampfeingänge angeordnet, so steigt die stündliche Verdampfungsleistung leicht auf das 1,5 fache der hier angegebenen. Fügt man noch ein Rührwerk in der siedenden Flüssigkeit hinzu, so kann man meistens auf die doppelte Leistung rechnen.

Beobachtungen: In einem Doppelkessel von 3450 Drm. = 11,2 qm wurden in einer Stunde verdampft durch Heizdampf von 2—2,5 Atm. abs. 1200 Liter = 107 Liter p. 1 qm, — durch Heizdampf von 2,5—3 Atm. abs. 1500 Liter = 134 Liter p. 1 qm (4 Dampfeingänge).

Kupf. Maischpfanne mit Doppelboden und Rührwerk (mehrere Dampfeingänge). 2609 Drm. — 754 Tiefe = 7,14 qm. Heizdampf 137° verdampft p. 1 St. 1425 kg Wasser = 200 kg p. qm = 2855 *WE* p. qm St. u. 1° C.

Kupf. Würzepfanne mit Doppelboden und Rührwerk (mehrere Dampfeingänge). 3614 Drm. — 1207 Tiefe = 14,84 qm. Heizdampf 131,7° C verdampft p. 1 St. = 2534 kg Wasser = 170,7 p. qm = 2889 *WE* p. St. u. 1° C. (Wochenschrift f. Brauerei 1900. Juni. Nr. 24.)

Rotierende Linsen verdampfen aus dicken Massen mit Dampf von 1,5 Atm. abs. etwa 11,5 Liter Wasser p. 1 qm Std.

Ist das Wasser im Doppelkessel nicht siedend, soll es vielmehr durch den Heizdampf nur erwärmt werden, so ist wegen der niedrigen Wassertemperatur die Temperatur-Differenz zwischen Dampf und Wasser erheblich größer, als wenn es siedet. Die Spannung des Heizdampfes sinkt dann aber meistens schon am Eintritt sehr

und ist beim Beginn der Heizung an der dem Eintritt entgegengesetzten Seite oft = 0. Mit steigender Temperatur des Wassers nimmt auch die Spannung des Dampfes im Doppelboden an allen Stellen zu, und man kann etwa darauf rechnen, daß die mittlere Temperatur-Differenz ϑ_m zwischen Dampf und Wasser während der ganzen Periode der Wassererwärmung bis zum Sieden etwa die Hälfte von der zwischen Heizdampf t_d und ursprünglicher Flüssigkeitstemperatur t_f sei.

$$\vartheta_m = \frac{t_d - t_f}{2}$$

Der Transmissions-Koeffizient unter Berücksichtigung der Inkrustation ist $k_t = 1400$.

In der Periode der Anwärmung werden also in 1 Stunde durch einen kupfernen mit Dampf geheizten Doppelboden an die nicht siedende Flüssigkeit übertragen:

$$C = 1400\, H\, \vartheta_m = 700\, H\,(t_d - t_f) \quad . \quad . \quad . \quad (52)$$
$$\text{bis } 1000\, H\, \vartheta_m = 900\, H\,(t_d - t_f)$$

woraus sich für jeden Fall die Heizfläche ergibt.

In den meisten Fällen, in denen Dampf von etwa 3—5 Atm. Spannung (130°—160° Temperatur) im Kessel zur Verfügung steht, kann man in 1 Stunde mit 1 qm Doppelboden 1000 Liter Wasser von 10° und 100° erwärmen. Ist die zu erwärmende Flüssigkeit dicker und schwerer beweglich als Wasser, so kann man nur auf eine geringere Leistung rechnen. Wie das Beispiel im Abschnitt VII zeigt, wächst die Wärme-Übertragung mit steigender Temperatur der Flüssigkeit. (Siehe auch Abschnitt XXI B.)

Beobachtungen:

720 Liter Wasser von 13° auf 100° in 28 Minuten mit 1,2 qm (Kessel 1000 mm Drm.) durch Dampf von 3½ Atm. erwärmt, d. i. = 1285 Liter pro 1 qm in 1 Stunde.

640 Liter Wasser von 12° auf 100° in 30 Minuten mit 1,2 qm (Kessel 1000 mm Drm.) durch Dampf von 3½ Atm. erwärmt, d. i. = 1068 Liter pro 1 qm in 1 Stunde.

89,6 Liter Wasser von 20° auf 100° in 16 Minuten mit 1,45 qm (Kessel 540 mm Drm.) durch Dampf von 4 Atm. erwärmt, d. i. = 746 Liter pro 1 qm in 1 Stunde.

1075 Liter Wasser von 19,25° auf 100° in 47 Minuten mit 1,5 qm (Kessel 1295 mm Drm.) durch Dampf von 3½ Atm. erwärmt, d. i. = 921 Liter pro 1 qm in 1 Stunde.

4200 Liter Maische von 52,5° auf 100° in 45 Minuten mit 5,8 qm (Boden 2450 mm Drm.) durch Dampf von 100—139° in Doppelboden erwärmt, d. i. = 970 Liter pro 1 qm in 1 Stunde.

5000 Liter Maische von 65° auf 100° in 20 Minuten mit 5,8 qm (Boden 2450 mm Drm.) durch Dampf von 3,5 Atm. abs. erwärmt, d. i. = 2596 Liter pro 1 qm in 1 Stunde (2 Dampfeingänge — Rührwerk).

21 000 Liter Würze von 68,5° auf 100° in 50 Minuten mit 11,2 qm (Boden 3400 mm Drm.) durch Dampf von 3,5 Atm. abs. erwärmt, d. i. = 2256 Liter pro 1 qm in 1 Stunde (4 Dampfeingänge).

Auf rotierenden Trommeln aus Eisen oder Kupfer, die innen mit Dampf von 1,25 bis 1,5 Atm. abs. (105—110° C) geheizt werden, verdunsten aus Pappe, Papier, Holzstoff und ähnlichen Dingen die ursprünglich 40—55% Wasser enthalten p. 1 qm u. 1 Stunde 2,5 bis 12 Kilo Wasser, im Mittel etwa 5 Kilo.

Beobachtung (von Herrn Dr. Max Müller Altdamm). Gußeiserne Trommeln 1300 Drm. 2000 lang, 1800 breit bedeckt, 0,55 m des Umfangs nicht bedeckt, 1,5 Umdrehungen p. 1 M., innere Dampf-Spannung 1,7 Atm. abs.: lieferten pro 1 Stunde Papiermasse:

707,3—638 255,8—214,8 349,3—333 Kilo.

Diese wurde getrocknet

von 41 auf 45% von 56,7 auf 67,5% von 83 auf 87% Trockenstoffgehalt. Es wurde also pro 1 qm u. 1 Stunde verdunstet:

10,9 6,5 2,52 Kilo Wasser

im Mittel 5,74 Kilo Wasser. Die mittlere Feuchtigkeit war:

57 37,9 15%

also war die Verdunstung dieser etwa proportional.

D. Erwärmung von Luft und Gasen.

Luft und Gase erwärmen sich an heißen Flächen nur dann vollkommen und schnell, wenn möglichst jedes ihrer Teilchen mit der heißen Fläche in direkte Berührung gebracht wird. Führt man Gase durch gerade, glatte, weite, von außen geheizte Rohre, so bleibt ein mittlerer, etwa zylindrischer Kern entfernt von der heißen Wand und nimmt sehr wenig Wärme von ihr auf, so daß am Ausgang die Luftmischung kühler ist, als ihr äußerer Mantel. Deshalb ist es vorteilhaft, solche Rohre von kleinem Durchmesser zu wählen oder weite Rohre mit Einrichtungen zu versehen, die Wirbel oder Querströmungen erzeugen. Hierzu können eingesetzte kleine Scheiben, Drahtgewebe, Spiralen etc. dienen.

Strömt die Luft von außen über eine Anzahl von innen geheizter Rohre, die nur geringen Zwischenraum zwischen sich lassen, und die so angeordnet sind, daß jedes Rohr vor einem Zwischenraum liegt, so ist im allgemeinen die Wirkung besser, weil die Luft bei ihrem Durchgang vielfältig gemischt wird.

Nach den zahlreichen und ausführlichen Versuchen von H. Rietschel [1]) scheint es, daß die Wärmeaufnahme der Luft von atmosphärischer Spannung, wenn sie sehr langsam über die Heizfläche geführt wird, recht gering ist, wohl weil sie dann zu Wirbelbewegungen wenig Anlaß hat. Strömt sie aber schnell, so wird die Wärmeaufnahme der lebhaften Mischung wegen viel bedeutender. So ist es erklärlich, daß die unsichtbare, sehr unvollkommen beherrschte und kaum zu kontrollierende Luftbewegung sich bis jezt nicht in eine für die meisten Fälle passende Formel hat bringen lassen, und daß auch die Gleichung (31) nur beschränkten Wert hat. Vielleicht kommt ihr für künstlich bewegte Luft an Dampfheizflächen die Gleichung: $k = 2 + 10 \cdot \sqrt[3]{v^2}$ etwas näher. Auch für Anwendung dieser muß vorausgesetzt werden, daß die Luft nicht in parallelen Strömen, sondern mit vielfachen Wirbeln und Querbewegungen die Heizfläche reichlich berührt.

Rietschel fand den Transmissions-Koeffizienten k:

a) Wenn die Luft bei atmosph. Druck durch von außen mit Dampf geheizte Eisenrohre von 96 l. W. geblasen wurde und wenn dabei eine kleine Scheibe am Eingange zur Wirbelerzeugung angebracht war bei den Geschwindigkeiten v:

$v =$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10 m
$k =$	8	15	21	27	32	37	41	44	47	50

b) Wenn die Scheibe fehlt:

$k =$	3,5	7,5	12	15	19	23	27	31	34	37

c) Wenn die Luft über innen geheizte, parallele, in n Reihen mit 5 mm Zwischenraum angeordnete Eisenrohre von 33 mm äußeren Durchmesser geführt wurde:

n	$v =$	1	2	3	4	5	7	10	15	20 m
1	$k =$	13,5	22	28	33	37	44	53	64	72
2	$k =$	13	21	27	32	36	43	51	62	70
3	$k =$	12,5	20	26	31	35	42	50	60	67
4	$k =$	12	19	24	29	33	39	47	57	63

d) Wenn die zu erwärmende Luft an ebenen vertikalen Platten mit ihrer natürlichen Geschwindigkeit aufsteigt und die Platten nicht

[1]) H. Rietschel, Leitfaden zum Berechnen und Entwerfen von Lüftungs- und Heizungs-Anlagen. 3. Aufl.

mit Dampf, sondern mit heißer Luft, der künstlich die Geschwindigkeit v gegeben wurde, geheizt werden

bei $v =$	0,5	1	2	3	6	8	10 m
Temp.-Diff. ϑ_m							
10	$k = 0{,}8$	1,5	2,4	3,4	7	4,3	4,5
20	$k = 1{,}2$	2	3,1	4,1	4,7	5	5,3
30	$k = 1{,}4$	2,4	3,5	4,5	5	5,4	5,7
40	$k = 1{,}6$	2,6	3,7	4,7	5,3	5,7	5,9
50	$k = 1{,}7$	2,7	3,8	4,8	5,4	5,8	6,0
60	$k = 1{,}8$	2,8	3,9	4,9	5,5	5,8	6,0

Professor E. Josse, Charlottenburg, stellte durch Versuche fest, daß Luft die Wärme um so schwerer aufnimmt, je verdünnter sie ist, was ja auch mit den von uns und anderen gemachten Beobachtungen übereinstimmt, nach denen überhitzter Dampf oder solcher von geringer Spannung sich ähnlich verhält. Hier wie dort macht es den Eindruck, als ob die Wärmeaufnahme unter sonst gleichen Umständen mit der Dichte zu- und abnehme.

Die Geschwindigkeit scheint auch nach diesen Versuchen den Transmissions-Koeffizienten etwa proportional $\sqrt[3]{v^2}$ zu beeinflussen.

E. Josse beobachtete an einem Rohr von 23 mm l. W., 1320 mm Länge, also 0,0954 qm, das außen mit Dampf von 100° C geheizt wurde, folgendes:

Abs. Druck der Luft Atm.	Geschw. der Luft v	Transm.-Koeffiz. k	Abs. Druck der Luft Atm.	Geschw. der Luft v	Transm.-Koeffiz. k	Abs. Druck der Luft Atm.	Geschw. der Luft v	Transm.-Koeffiz. k
1,034	18,95	56,3	0,515	18,70	32,6	0,106	10,30	4,13(?)
1,034	12,46	41,8	0,515	10,85	25,2	0,106	7,77	4,66
1,034	6,65	26,9	0,515	8,54	20,6	0,106	4,97	3,03
1,034	4,60	19,6	0,515	4,89	4,89	0,106	4,08	2,76
1,034	3,55	16,1	0,515	2,71	2,71	0,106	1,47	0,84
1,034	2,52	10,6	—	—	—	—	—	—
1,034	1,50	7,78	—	—	—	—	—	—

E. Verdunstung heißer Laugen an offener Luft.

Nach mehrfachen Beobachtungen verdunstet die Oberfläche salzhaltiger Sole per 1 qm Stunde, wenn sie erhalten wird auf:

50—57°C	57—64°C	64—73°C	73—80°C	77—80°C	109°C
1,1 kg	2 kg	3,1 kg	5,3 kg	8,3 kg	12,5 kg

Wasser.

IX. Das Verdampfen im Vakuum.

Ein Vakuum-Apparat ist ein geschlossenes Gefäß, das durch Dampf oder seltener durch offenes Feuer geheizt wird, und in dem durch geeignete Vorrichtungen ein kleinerer Druck als der atmosphärische erhalten werden kann. Der verminderte Druck, das Vakuum, wird dadurch erzielt, daß die Dämpfe, die sich aus der in dem Apparat verdampfenden Flüssigkeit entwickeln, durch ein möglichst kurzes Rohr in ein zweites geschlossenes Gefäß — den Kondensator — geleitet und dort durch direkt eingespritztes Wasser oder an stark gekühlten Metallwänden niedergeschlagen werden.

In den ganz geschlossenen Gefäßen würde allein durch das Verflüssigen des Dampfes, durch sein Verschwinden ein Minderdruck, ein Vakuum, eine teilweise Luftleere, ja eine vollständige Drucklosigkeit entstehen müssen, wenn nicht immer aus der verdampfenden Flüssigkeit, aus dem Einspritzwasser und durch die nie vollkommen dichten Wände der Apparate etwas Luft eindringen würde. Diese Luft muß bei allen Vakuum-Apparaten entfernt werden. Zu einem Vakuum-Apparat gehört also immer eine Luftpumpe.

Man kann zwar in der Tat durch Kondensation der in einem geschlossenen Gefäß entwickelten Dämpfe ein Vakuum erzeugen, allein dieses vermindert sich bald, weil die aus der Flüssigkeit, aus dem Wasser und durch die Undichtigkeiten eintretende Luft dieses in kurzer Zeit aufhebt. Ohne Absaugung der Luft kann man dauernd ein Vakuum nicht erhalten.

Die Abmessungen der Rohrleitung, der Kondensatoren und Luftpumpen sollen in den späteren Abschnitten behandelt werden.

Die Vakuum-Apparate können jede widerstandsfähige Form haben, Kugelform, Eiform, stehende, liegende Zylinder, Konus; sie können von Schmiedeeisen, Gußeisen, Kupfer, Messing, Blei und Zinn, ja Ton, Glas, Porzellan sein; sie können mit Dampf (Schlangen, Doppelböden, Rohrsystemen) oder heißen

Flüssigkeiten geheizt werden oder auf offenem Feuer stehen, alles, je nach den Eigenschaften der Stoffe, die man verarbeiten will und den Zwecken, die man verfolgt.

Da von der Flüssigkeit, die in die Vakuum-Apparate eingezogen wird, ein Teil verdampft und der andere zurückbleibt, so braucht ihr Inhalt in den meisten Fällen nicht so groß zu sein, wie die Masse der dünnen, in bestimmter Zeit einzudampfenden Flüssigkeit, sondern nur so groß, wie die Masse der eingedampften, da man ja, um das gleiche Niveau im Apparat zu behalten, immer nach Bedürfnis dünne Flüssigkeit nachziehen kann. Allerdings gibt es auch seltene Fälle, in denen das Nachziehen nicht zulässig ist. In diesen Fällen muß der Inhalt des Apparates gleich dem Volumen der dünnen Lauge sein.

Das Verhältnis der Heizfläche zum Inhalt hängt bei den Vakuum-Apparaten von ihrem Zweck ab. Für manche Flüssigkeiten ist es erwünscht, ihren Aufenthalt im Vakuum so kurze Zeit wie möglich währen zu lassen, und für diese Stoffe wählt man große Heizflächen und kleinen Inhalt; in anderen Fällen will man zum Zwecke der Gewinnung von Kristallen die Füllung allmählich vergrößern können. Hier gibt die Erfahrung die Regeln für das Verhältnis, das von der Dauer der Kristallisation abhängt; eine allgemeine gültige Vorschrift läßt sich nicht aufstellen, es sei denn die, daß man den Inhalt festsetzt nach der Produktion und die Heizfläche nach der Zeit, in der ein bestimmtes Wasserquantum (oder Flüssigkeitsquantum) aus der Masse entfernt werden soll.

Der eine Vorteil der Vakuum-Verdampfung gegenüber der Verdampfung bei atmosphärischem Druck besteht darin, daß im luftverdünnten Raum alle Flüssigkeiten bei erheblich niedrigerer Temperatur sieden und verdampfen als bei atmosphärischem Druck, wodurch eine viel größere Temperatur-Differenz zwischen Heizdampf und siedender Flüssigkeit entsteht und folglich eine viel größere Wärme-Übertragung pro Quadratmeter der Heizfläche erzielt wird. Man kann also zum Heizen im Vakuum noch mit dem größten Erfolge Dampf von ganz geringer Spannung verbrauchen, selbst solchen von 100° und weniger. Der abgehende Dampf von Maschinen und aus anderen Quellen kann dazu sehr vorteilhaft verwertet werden, denn da die Siede-Temperatur der meisten Flüssigkeiten im Vakuum um 40° und mehr sinkt, so entsteht immer noch ein großes Temperaturgefälle.

Flüssigkeiten, die bei höheren Temperaturen sieden (180° und höher) kann man unter atmosphärischem Druck meistens nicht mehr mit gespanntem Dampf verdampfen, weil hierzu Heizdämpfe von so hohen Temperaturen, also von so hohen Spannungen verwendet werden müßten, daß ihre Anwendung stets unbequem, oft gefährlich wäre. Im Vakuum-Apparat sinkt aber die Siede-Temperatur der Flüssigkeit sehr, und dann ist die Anwendung von mäßig gespanntem Dampf, wie er meistens vorhanden ist, bequem möglich. Im Vakuum ist eine lebhafte Verdampfung immer noch zu erwarten, wenn (bei nicht zu dicken Flüssigkeiten) eine Temperatur-Differenz von 10°, ja selbst von 5° vorhanden ist.

Die Spannung von Flüssigkeitsdämpfen im luftverdünnten Raum (und unter Druck) kann nach einer von Dr. E. Dühring in „Neue Grundzüge zur rationellen Physik und Chemie", 1878, Leipzig mitgeteilten (von Ulrich Dühring gefundenen) Regel, die allerdings nicht für alle Fälle vollkommen zuverlässig zu sein scheint, berechnet werden. Diese Regel besagt:

Die Differenz der Siede-Temperaturen $(t_f - t^1_f)$ einer Flüssigkeit bei zwei beliebigen verschiedenen Drucken, dividiert durch die Differenz der Siede-Temperaturen einer anderen Flüssigkeit $(t_w - t^1_w)$ bei denselben zwei Drucken ist für diese zwei Flüssigkeiten eine konstante Zahl q:

$$q = \frac{(t_f - t^1_f)}{(t_w - t^1_w)} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (53)$$

Beispiel. Der Siedepunkt des Quecksilbers ist:
bei 1 Atmosphäre (760 mm) = 357°, bei 100 mm Druck = 261°.
Der Siedepunkt des Wassers ist:
bei 1 Atmosphäre (760 mm) = 100°, bei 100 mm Druck = 52°,

$$\text{dann ist: } q = \frac{357 - 261}{100 - 52} = \frac{96}{48} = 2$$

Der Siedepunkt des Quecksilbers ist:
bei 30 mm Druck = 214,5, bei 5 mm Druck = 154,4°.
Der Siedepunkt des Wassers ist:
bei 30 mm Druck = 29,1°, bei 5 mm Druck = 1,2°, dann ist

$$q = \frac{214{,}5 - 154{,}4}{29{,}1 - 1{,}2} = \frac{60{,}1}{27{,}9} = 2{,}12.$$

Ähnlich annähernd für andere Drucke und Flüssigkeiten.

Die Ungenauigkeit der Konstanten q ist vielleicht auf ungenügende Kenntnis der Siedepunkte zurückzuführen.

Kennt man also von einer Flüssigkeit die Siede-Temperatur bei zwei Drucken, ferner den Siedepunkt einer zweiten Flüssigkeit bei einem dieser Drucke und endlich die Konstante q für diese Flüssigkeit, so kann man nach dieser Regel die Siedepunkte der zweiten Flüssigkeit bei allen anderen Drucken berechnen.

Nimmt man nun Wasser als die leitende Flüssigkeit an, weil bei ihm die Kenntnis der zu den verschiedenen Drucken gehörigen Temperaturen am genauesten ist, und wählt man ferner als einen der gemeinsamen Drucke 1 Atmosphäre absolut, weil für diesen Druck die Siedepunkte der meisten Flüssigkeiten genau erforscht sind, so kann man mit Hilfe dieser Regel die Siedepunkte aller derjenigen Flüssigkeiten für alle Drucke berechnen, für welche die Konstante q bekannt ist, oder man kann die Konstante q für alle diejenigen Flüssigkeiten berechnen, für die der Siedepunkt bei einem zweiten Druck durch Beobachtung festgestellt ist.

Es sei: t_f = der Siedepunkt einer Flüssigkeit bei 1 Atmosphäre Druck (absolut)

t^1_f = der zu berechnende Siedepunkt derselben Flüssigkeit bei einem anderen Druck,

t_w = der Siedepunkt des Wassers bei 1 Atmosphäre Druck,

t^1_w = der Siedepunkt des Wassers bei dem anderen Druck,

so ist: $t_f - t^1_f = q\,(100 - t^1_w)$

$$t^1_f = t_f - q\,(100 - t^1_w) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (54)$$

Beispiel. Der Siedepunkt des Alkohols bei 1 Atmosphäre ist: $t_f = 78{,}26°$, der des Wassers bei 60 mm Druck ist: $t^1_w = 40°$, die Konstante für Alkohol ist $q = 0{,}904$ (nach Dühring), so ist die Siedetemperatur des Alkohols bei 60 mm Druck:

$$t^1_f = 78{,}26 - 0{,}904\ (100 - 40) = 24{,}02°.$$

Für etwa 40 verschiedene Flüssigkeiten sind die Konstanten q in dem oben genannten Dühringschen Buche mitgeteilt, und mit ihrer Hilfe ist die Tabelle 15 berechnet, die für eine Anzahl von ihnen die Siedepunkte bei verschieden vermindertem Druck, nämlich bei Vakuen von 526, 611, 710 und 750 mm angibt.

Tabelle 15.

Siedetemperaturen einiger Flüssigkeiten bei 526—611—710—750 mm Vakuum, berechnet nach der Dühringschen Regel.

	Kontante	760	230	139	50	10 mm abs. Druck. 750 mm vak.
	q	0	526	611	710	
		Siedetemperaturen t'				
Wasser	—	100	70	60	40	10
Alkohol	0,904	78,26	51,14	42,1	24,02	—3,1
Äther	1,0	34,97	4,97	—5,03	—25,02	—55,03
Essigsäure . . .	1,164	119,7	84,58	73,17	49,84	15
Benzalchlorid . .	1,485	210	165,5	150,6	120,9	78,4
Benzaldehyd . .	1,353	178	133,4	113,9	96,8	56,2
Benzin	1,125	80,36	46,61	35,36	12,86	—20,9
Benzylchlorid . .	1,353	178	133,4	113,9	96,8	56,2
Terpentinöl . .	1,329	159,15	119,28	106	79,81	39,54
Buttersäure . .	1,228	161,70	124,86	111,6	87,02	51,2
Glyzerin	1,25	290	252,5	240	215	177,5
Quecksilber . .	2	357,25	297,25	277,25	237,25	177,25
β-Naphtol . . .	2	290	230	210	170	110
Karbolsäure . .	1,2	178	142	130	104	70
Kresol	1,2	190	154	145	118	82

Der zweite große Vorteil der Vakuum-Verdampfung ist der, daß die Flüssigkeiten dabei nicht so heiß werden, wie bei atmosphärischem Druck, und daß auch die Heizflächen, weil Heizdampf von geringerer Spannung angewendet werden kann, eine niedrigere Temperatur behalten, beides höchst wertvoll, ja notwendig für manche Industrien, die Stoffe organischen Ursprungs, wie Milch, Blut, Gelatine, Albumin etc. verarbeiten. Diese Stoffe erfordern, sollen sie nicht anbrennen, sich bräunen oder koagulieren, daß nicht nur sie selbst bei niedrigerer Temperatur zur Verdampfung kommen (bei 60°, 50°, 40°), sondern daß auch die Heizwände nicht zu warm werden, jedenfalls nicht über bestimmte, für jede Flüssigkeit andere Grenzen. Nun hat zwar, wie wir immer beobachtet haben, die von der Flüssigkeit berührte Seite der Heizfläche allemal eine niedrigere Temperatur als die vom Heizmittel berührte, so daß das Heizmittel meistens etwas wärmer sein als die Flüssigkeit werden darf, eben, weil die volle Temperatur an der Flüssigkeitsseite nicht zum Vor-

schein kommt, aber dies ist nur dann der Fall, wenn sich die Flüssigkeiten rasch an der Heizwand vorbeibewegen, so daß ihre Moleküle nicht die Zeit behalten, eine höhere Temperatur anzunehmen und dadurch zu leiden. Starkes Wallen und Rührwerke sind sehr gute Schutzmittel gegen das Eintreten höherer Temperaturen in Flüssigkeitsteilen; indessen genügen sie auch oft nicht, und dann ist das beste Mittel, die Temperatur des Heizdampfes so niedrig zu legen, daß auch im ungünstigsten Fall kein Schaden geschieht. Das wird auf glückliche Weise erreicht durch den Verdampf-Apparat nach dem Patent C. Heckmann Nr. 60588.

Die Verdampfungsleistung eines Quadratmeters Heizfläche im Vakuum-Apparat ist wegen der meistens großen Temperatur-Differenz auch groß, aber der Koeffizient k_v doch fast immer erheblich geringer als beim Verdampfen in der Atmosphäre.

Für die Verdampfungsleistung kupferner Heizschlangen in Vakuum-Apparaten können die Werte der Tabelle 13 nur etwa zu $^3/_4$ in Rechnung gestellt werden.

Für Doppelböden und Rohrheizkörper darf man annehmen, daß die Wärmeübertragung im Vakuum nach der Formel (51) geschieht:

$$C_v = H\,\vartheta_m\,k_v \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (51)$$

worin gesetzt werden kann für Wasser: $k_v = 1200—1000$,
für dünne Laugen: $k_v = 1000— 900$,
„ dicke „ : $k_v = 900— 500$.

Erfahrungsmäßig verdampft man in Vakuum-Apparaten in 1 Stunde mit 1 qm Heizfläche bei 680 m Luftleere:

mit Abdampf 110° aus Wasser:		100—110 Liter,
„ „ „ „	dünnen Laugen:	60— 70 „
„ „ „ „	dicken „ :	30— 50 „
„ gespanntem Dampf 130° aus Wasser:		130—170 „
„ „ „	dünnen Laugen:	80—100 „
„ „ „	dicken „ :	40— 60 „

Beobachtungen. 1. Vakuum-Apparat mit kupfernem Doppelboden 1000 Drm. H = 1,25 qm — Pflanzengummi eingedickt. Kesseldruck $3^1/_2$ Atm. Überdruck (140° C) — Luftleere 610 m. Siedetemperatur 64° C, verdampft 133 Liter Wasser p. qm 1 St. $k = 936$ *WE*.

2. Derselbe Apparat. Wasser verdampft mit 3 Atm. Überdruck $k = 1100$ *WE*.

3. Vakuum-Apparat von Kupfer 900 Drm. Dampfdruck 4 Atm. am Eingang, 1,1 qm, Luftleere 660 mm (50° C) verdampft 157 Liter qm St. $k = 856$.

4. Ein Vakuum-Apparat aus Ton durch Wasser von 100° C geheizt übertrug etwa 180 *WE* qm Stunde u. 1° Cels. Diff.

5. Von einem Heizkörper nach Witkowicz werden 2 Versuche mitgeteilt: Er hatte 1211 Messingrohre 20*i*, 25*a*, 680*lg* = 56,9 qm Heizfläche und verdampfte als V Körper Zuckersaft. Dabei wurde beobachtet:

Versuchsdauer	Saft-temperatur	Heizdampf-temperatur	Kondensat.-temperatur	Heizdampf-kondensat.	*k*
16 Min.	59,5°	82,2°	79,7°	724,8 kg	1176
18,75 „	57,2°	82,4°	79,2°	724,8 kg	906

Die Feuchtigkeit des Heizdampfes und die unberücksichtigte Mantelheizflächen würden *k* um etwa 8—10% vermindern.

6. Rotierende Linsen oder Schlangen verdampfen aus sehr dicken zähen Massen mit Dampf von etwa 1—2 Atm. (Überdr.) etwa 10 Liter Wasser p. 1 St.

7. In Vakuum-Trockenapparaten ist die Verdunstungsleistung viel geringer, weil die zu trocknenden Stoffe meistens unbewegt auf ihrer Unterlage ruhen und weil sie selten die Heizwand direkt berühren, vielmehr in besonderen Kästen von Metall, Ton, Emaille auf diese gestellt werden. Die Wasserverdampfung hängt auch in hohem Maße von der Art der zu trocknenden Stoffe und den angewendeten Temperaturen ab und schwankt etwa zwischen 1 und 5 Kilo pro qm u. St., ist aber meistens nur wenig mehr als 1 Kilo.

X. Von den Mehrkörper-Verdampf-Apparaten.

Die Vorgänge, welche sich in einem Mehrkörper-Apparat abspielen, sowohl hinsichtlich der Leistung, als auch in bezug auf den Dampfverbrauch, sind etwas verwickelter als bei den einfachen Verdampfkörpern, auch nicht auf den ersten Blick erkennbar. Sie sollen daher etwas eingehender erörtert werden. Bei diesen Apparaten interessieren zumeist zwei Fragen, die in dem folgenden Abschnitt behandelt werden:

A. Wieviel Wasser in jedem einzelnen Körper der Mehrkörper-Verdampf-Apparate in Dampf verwandelt wird und wieviel Heizdampf jeder verbraucht?

B. Welche Zusammensetzung (welchen Gehalt an festen Stoffen, welchen Trockengehalt) der Saft in jedem Körper hat?

A. Die Verdampfungsleistung eines Apparats

hängt von folgenden Umständen ab:

1. von der Temperatur und Spannung des Heizdampfes,
2. von der Temperatur und Spannung des in den einzelnen Heiz-Körpern erzeugten Dampfes,
3. von dem Grade, bis zu dem die Flüssigkeit eingedickt werden soll und von ihrem spezifischen Gewichte,

4. von der Art der Flüssigkeit mit Rücksicht auf die Leichtigkeit, mit der sie Wasserdämpfe entwickelt,
5. von der Höhe der siedenden Flüssigkeitsschicht in jedem Körper,
6. davon, ob nur dem ersten oder auch noch den folgenden Körpern Dämpfe (Extradämpfe, etwa zur Beheizung anderer Apparate) entzogen werden oder nicht,
7. ob die zu Heizzwecken benutzten kondensierten Dämpfe (die Kondenswässer) in jedem Körper besonders abgeführt, oder ob sie alle mit der Temperatur des letzten Körpers entlassen werden.

Wir nehmen vorläufig an, daß die zu verdampfende Flüssigkeit mit der im ersten Körper herrschenden Temperatur in diesen geführt wird, daß also zu ihrer Erwärmung im ersten Körper kein Wärmeaufwand zu machen ist.

Man erkennt sogleich, daß die oben angeführten beeinflussenden Umstände nicht alle durch Zahlen in Hinsicht auf ihren Einfluß auf die Leistung ausgedrückt werden können, wenn nicht besondere Erfahrungszahlen und Versuchsresultate zu Hilfe genommen werden können. Aber auch die in jedem einzelnen Falle etwa zahlenmäßig feststehenden Umstände können so ungemein wechseln, so viele Variationen bilden, daß ohne erhebliche Ungenauigkeiten Schlüsse, die für alle Fälle zutreffen, nicht aus wenigen Fällen gezogen werden können.

Der Vorgang bei der Verdampfung ist der folgende:

Der im ersten Körper durch Einwirkung des von außen zugeführten Heizdampfes D_0 erzeugte Saftdampf D_1 strömt in die Heizkammer des zweiten Körpers, um dort seinerseits aus dem Saft Dämpfe zu bilden und um niedergeschlagen mit der dort unten im Saft herrschenden Temperatur t_{u_2} abzufließen. Das Flüssigkeitsgewicht W, welches im ersten Körper die Wassermenge D_1 durch Verdampfung verloren hat, dessen Menge also noch $W - D_1$ ist, tritt mit der mittleren Temperatur t_{m_1} des ersten Körpers in den zweiten, in dem nur die mittlere Temperatur t_{m_2} herrscht, es muß sich infolgedessen von t_{m_1} auf t_{m_2} abkühlen, also Dämpfe bilden. Ist c_2 die Gesamt-Wärme des Dampfes im zweiten Körper, so müssen in diesem durch den aus dem ersten Körper heißer eintretenden Saft

$$s_2 = \frac{(W - D_1)(t_{m1} - t_{m2})}{c_2 - t_{m2}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (55)$$

Kilo Dampf entwickelt werden.

Im zweiten Körper wird also Dampf entwickelt sowohl durch die heiße Flüssigkeit selbst, als auch durch den aus dem ersten Körper kommenden Dampf D_1.

Im dritten Körper entsteht dann ebenso Dampf sowohl aus dem übertretenden Saft $(W - D_1 - D_2)$, als auch durch die Heizwirkung des Dampfes D_2, der seinerseits die Summe der im zweiten Körper entwickelten Dämpfe ist.

Im vierten und in den folgenden Körpern verhält es sich ebenso, so daß also neben der wiederholten Wirkung des Heizdampfes auch eine wiederholte Wirkung des durch Temperaturerniedrigung des Saftes entstehenden Dampfes eintritt. Da 1 kg Dampf von 100° mehr Wärme enthält als 1 kg Dampf von 60°, so folgt, daß 1 kg Heizdampf von 100° mehr als 1 kg von 60° erzeugen kann. Wenn man die Veränderungen, die durch höhere Siedepunkte und höhere Drucksäulen bewirkt werden, vernachlässigt und die reine Wirkung der Dämpfe betrachtet, so findet man also, daß 1 kg Heizdampf, aus einem Körper entwickelt, im nächstfolgenden stets mehr als 1 kg Dampf erzeugen muß, denn es wird vom Heizdampf stets seine gesamte Wärme (fühlbare und latente) ausgenutzt, abzüglich der Wärmemenge, die mit seinem Kondenswasser fortgeht; dessen Temperatur ist aber gleich der der siedenden Flüssigkeit im folgenden Körper. Um 1 kg Dampf aus dieser siedenden Flüssigkeit zu erzeugen, braucht man also die einem Kilo Dampf zukommende Wärme minus der in der Flüssigkeit enthaltenen Wärmemenge.

Dieser rein schematische Zustand erleidet Änderungen durch die schon oben genannten Umstände.

Obgleich, wie wir später sehen werden, die auf Grund des oben Gesagten aufzustellenden ziemlich umständlichen Formeln zur Bestimmung der Verdampfleistung jedes einzelnen Körpers keinen sehr großen praktischen Wert haben, so sollen sie doch hier mitgeteilt werden.

Die Figuren 9 und 10 geben die schematischen Bilder eines Double- und eines Triple-Effet-Verdampf-Apparates, in denen an den betreffenden Stellen die dort geltenden Buchstaben-Bezeichnungen eingetragen sind. Es bedeutet:

W = Gewicht der in den ersten Körper gelangenden Flüssigkeit,

U = Gewicht der aus dem letzten Körper gezogenen Flüssigkeit,

t_f = Temperatur der in den ersten Körper zu ziehenden Flüssigkeit,

D_0 = Gewicht des im ersten Körper verbrauchten Heizdampfes,

c_0 = Gesamtwärme in 1 kg dieses Dampfes,

$D_1\ D_2\ D_3$ = Gewichte der in den anderen Körpern entwickelten gesamten Dämpfe,

$c_1\ c_2\ c_3$ = Gesamtwärme in 1 kg dieser Dämpfe,

$t_1\ t_2\ t_3$ = Temperaturen in den Dampfräumen der Verdampfkörper I, II, III,

$t_{m1}\ t_{m2}\ t_{m3}$ = Temperaturen in den mittleren Schichten der Säfte,

$t_{u1}\ t_{u2}\ t_{u3}$ = Temperaturen in den unteren Schichten der Säfte,

$b_1\ b_2\ b_3$ = Gewichte der aus den Körpern fließenden kondensierten Dämpfe (Brüdenwässer).

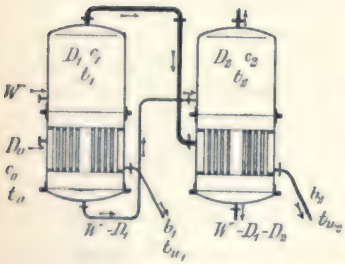


Fig. 9.

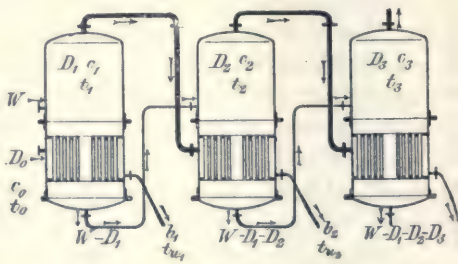


Fig. 10.

Die Temperatur einer verdampfenden Flüssigkeit von gewisser Höhe ist nicht an allen Stellen die gleiche, sondern sie ist an der Oberfläche am niedrigsten, nahe dem Unterboden am höchsten, und sie hat etwa in der Mitte einen mittleren Wert, weil das spezifische Gewicht (welches fast stets mehr als 1 und bis zu 1,40 beträgt) und die Höhe der Flüssigkeitssäule, unter der sich der Dampf entwickelt, größere Dampfspannung, also höhere Dampf- und Flüssigkeitstemperatur bedingt.

Um die Gleichungen für die Beziehungen des Wärmeverbrauches der einzelnen Körper zu einander aufzustellen, bedienen wir uns der beiden folgenden unzweifelhaften Tatsachen:

1. Im Beharrungszustande muß die einem Körper zugeführte Wärmemenge gleich sein der aus ihm abgehenden,
2. das Gewicht des in jedem Körper verbrauchten Heizdampfes ist gleich dem Gewichte des in diesem Körper gebildeten Kondenswassers.

Für den Double-Effet ergeben sich aus diesen Bedingungen folgende Gleichungen:

$$D_0 = b_0 \quad D_1 = b_2 \quad U = W - D_1 - D_2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (56)$$

$$D_2 = W - U - D_1$$

$$(W - D_1)\, t_{m1} + D_1\, c_1 = D_1\, t_{u2} + D_2\, c_2 + (W - D_1 - D_2)\, t_{m2}$$

$$D_1\, c_1 + W\, t_{m1} - D_1\, t_{m1} = D_1\, t_{u2} + D_2\, c_2 + U\, t_{m2}$$

$$D_1\,(c_1 - t_{m1} - t_{u2}) = U\, t_{m2} - W\, t_{m1} + W\, c_2 - U\, c_2 - D_1\, c_2$$

$$D_2 = W - U - D_2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (57)$$

$$D_1 = \frac{W\,(c_2 - t_{m1}) - U\,(c_2 - t_{m2})}{c_1 + c_2 - t_{m1} - t_{u2}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (58)$$

$$D_0\, c_0 + W\, t_f = D_0\, t_{u1} + D_1\, c_1 + (W - D_1)\, t_{m1}$$

$$D_0 = \frac{D_1\,(c_1 - t_{m1}) + W\,(t_{m1} - t_f)}{c_0 - t_{u1}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (59)$$

Für den Triple-Effet findet man auf Grund der oben genannten Bedingungen folgende Gleichungen:

$$D_1\, c_1 + (W - D_1)\, t_{m1} = D_2\, c_2 + (W - D_1 - D_2)\, t_{m2} + D_1\, t_{u2}$$

$$D_1\, c_1 + W\, t_{m1} - D_1\, t_{m1} = D_2\, c_2 + W\, t_{m2} - D_1\, t_{m2} - D_2\, t_{m2} + D_1\, t_{u2}$$

$$D_1\,(c_1 - t_{m1} + t_{m2} - t_{u2}) + W\,(t_{m1} - t_{m2}) = D_2\,(c_2 - t_{m2})$$

$$D_1 = \frac{D_2\,(c_2 - t_{m2}) - W\,(t_{m1} - t_{m2})}{c_1 - t_{m1} + t_{m2} - t_{u2}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (60)$$

$$D_2\, c_2 + (U + D_3)\, t_{m2} = D_2\, t_{u3} + D_3\, c_3 + U\, t_{m3}$$

$$D_2\, c_2 + U\, t_{m2} + D_3\, t_{m2} = D_2\, t_{u3} + D_3\, c_3 + U\, t_{m3}$$

$$D_2\,(c_2 - t_{u3}) + U\,(t_{m2} - t_{m3}) = D_3\,(c_3 - t_{m2})$$

$$D_3 = \frac{D_2\,(c_2 - t_{u3}) + U\,(t_{m2} - t_{m3})}{c_3 - t_{m2}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (61)$$

$$D_1 + D_2 + D_3 = W - U$$

$$\frac{D_2\,(c_2 - t_{m2}) - W\,(t_{m1} - t_{m2})}{c_1 - t_{m1} + t_{m2} - t_{u2}} + D_2 +$$

$$+ \frac{D_2\,(c_2 - t_{u3}) + U\,(t_{m1} - t_{m3})}{c_3 - t_{m2}} = W - U$$

$$D_2\left(1+\frac{c_2-t_{m2}}{c_1+t_{m2}-t_{m1}-t_{u2}}+\frac{c_2-t_{u3}}{c_3-t_{m2}}\right)+\frac{U(t_{m2}-t_{m3})}{c_3-t_{m2}}-$$
$$-\frac{W(t_{m1}-t_{m2})}{c_1-t_{m1}+t_{m2}-t_{u2}}=W-U \quad . \quad . \quad (62)$$

$$D_0 c_0+W t_f=D_1 c_1+D_0 t_{u1}+(W-D_1)t_{m1}$$
$$D_0 c_0+W t_f=D_1 c_1+D_0 t_{u1}+W t_{m1}-D_1 t_{m1}$$
$$D_0(c_0-t_{u1})+W(t_f-t_{m1})=D_1(c_1-t_{m1})$$
$$D_0=\frac{D_1(c_1-t_{m1})-W(t_f-t_{m1})}{c_0-t_{u1}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (63)$$

Man muß zugeben, daß diese Formeln für den Double-Effet nicht sehr bequem sind und für den Triple-Effet sogar schon recht umständlich werden; für den Quadruple-Effet würde man ganz unhandliche, daher hier nicht aufgestellte Formeln erzielen, die praktisch nicht mehr verwertbar sind.

Aber man könnte doch mit Hilfe dieser Gleichungen für den Douple- und Triple-Effet die Verdampfungsleistung in jedem einzelnen Körper und den Dampfverbrauch des ganzen Apparates für jeden bestimmten Fall berechnen, wenn die in jedem Körper herrschende Temperatur bekannt wäre. Das ist aber a priori nicht der Fall, denn für die Berechnung der Leistung eines Verdampf-Apparates sind nur folgende Dinge gegeben:

1. die in der Zeiteinheit zu bewirkende Verdampfung $W-U$,
2. die Eintrittstemperatur des Saftes $= t_f$,
3. die Temperatur des Heizdampfes t_0 und dessen Gesamtwärme c_0,
4. das Vakuum im letzten Körper t_3 und c_3.

Für die Ausrechnung der Formeln wird aber, wie schon gesagt, die Kenntnis von noch einer Anzahl von Temperaturwerten nötig, die bedingt werden von der Art und Größe der Heizflächen, der Höhe der kochenden Saftschicht, dem spezifischen Gewicht der Säfte, von Dingen also, die eben nicht a priori bekannt sind.

Man wäre also, wollte man nach den eben mitgeteilten Gleichungen rechnen, gezwungen, diese Temperaturen willkürlich anzunehmen, ohne Gewähr dafür, daß sie bei dem ausgeführten Apparat auch wirklich in die Erscheinung treten.

So kommt es, daß die einzige Möglichkeit, den Einfluß als dieser Dinge auf das Resultat zu erkennen, darin besteht, daß man die Verdampfungsleistung der einzelnen Apparate für möglichst viele

willkürlich angenommene verschiedene Umstände unter besonderer Berücksichtigung der Grenzfälle berechnet. Stellt man dann die so berechneten Resultate tabellarisch zusammen, so kann man ziemlich gut ablesen, wie sich in jedem Fall das Resultat ändert, wenn sich die von den gegebenen Dingen unabhängigen Umstände (Temperaturen, Drucke etc.) ändern.

Um diese Berechnungen und Tabellen aber ausführen zu können, müssen wir uns noch etwas eingehender mit den sich in den Apparaten abspielenden Vorgängen beschäftigen.

Man erkennt sogleich, daß die Verdampfungsleistung nicht in allen Körpern die gleiche ist, daß sie vielmehr in jedem Körper eine andere sein muß, weil die Säfte, aus einem wärmeren Körper in den kälteren tretend, ihren Wärme-Überschuß zur Wasserverdampfung verwenden müssen.

Je größer die Temperatur-Differenz zwischen zwei Körpern ist, um so größer wird diese, sagen wir Selbstverdampfung, sein. Die Temperatur-Differenz zwischen den einzelnen Körpern eines Verdampf-Apparates kann sehr verschieden groß sein.

Es ist von erheblichem Interesse, zu wissen, wieviel Heizdampf man in den ersten Körper schicken muß, um eine gewisse gewollte Verdampfung im ganzen Apparat zu bewirken. Unter sonst gleichen Umständen wird dieser notwendige Aufwand an Heizdampf um so kleiner sein, je mehr der Apparat durch Selbstverdampfung in den einzelnen Körpern leistet. Aus diesem Grunde sowohl, als auch weil hierdurch ein genauerer Einblick in die Vorgänge bei der Verdampfung bewirkt wird, und endlich, weil es der bequemste Weg ist, namentlich bei Zulassung gewisser Ungenauigkeiten, soll nachstehend im einzelnen untersucht werden, erstens wieviel Wasser jeder Körper eines Mehrkörper-Verdampf-Apparates durch Selbstverdampfung in verschiedenen, willkürlich ausgesuchten Fällen in Dampf verwandelt und sodann wieviel Heizdampf in jedem Körper und insbesondere im ersten in diesen Fällen gebraucht wird.

Ein Blick auf die Figur 11 erleichtert die Aufstellung der folgenden Gleichungen sehr.

Wir nehmen die spezifische Wärme σ_f der Flüssigkeit im folgenden immer $= 1$ an.

Auch ihre Siedetemperatur nehmen wir gleich der des Wassers an. Liegt sie höher und wächst sie mit wachsender Verdickung so ist die Selbstverdampfung etwas geringer.

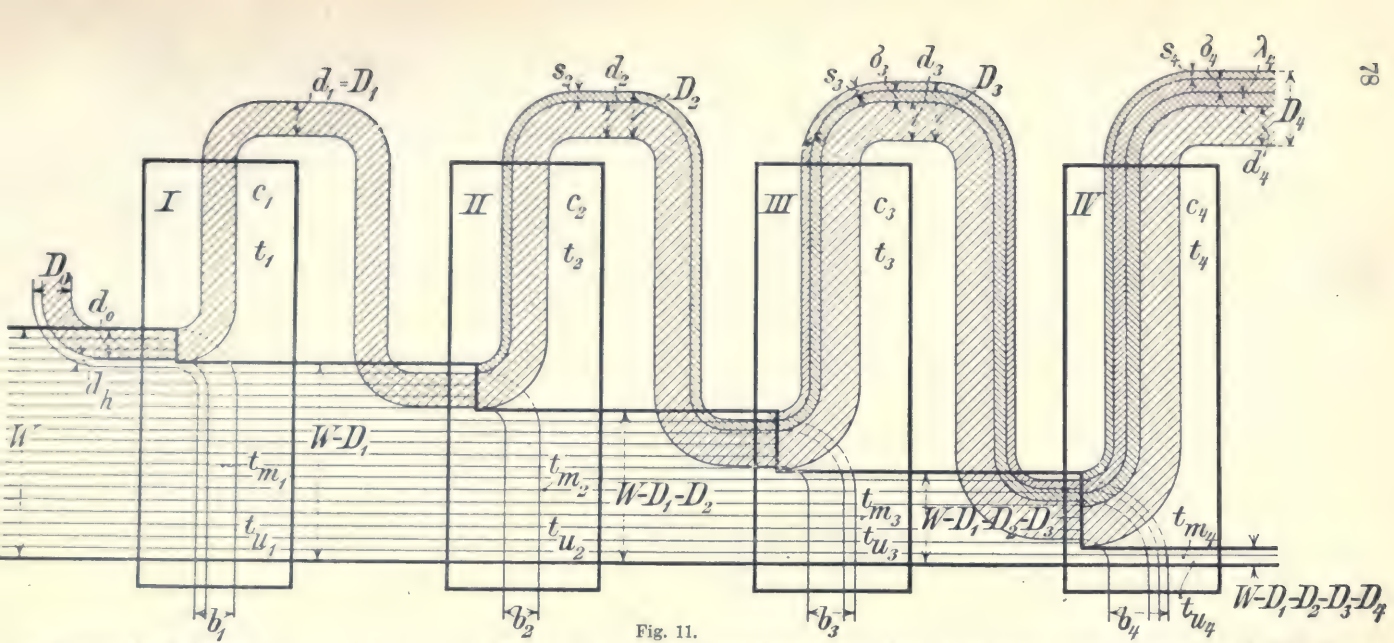


Fig. 11.

W = Eintretende Saftmenge.
D_0 = Gesamter Heizdampf für den I. Körper.
d_h = Heizdampf zum Erwärmen.
d_o = Heizdampf z. Verdampfen (erzeugt d_1 (= D_1)).
D_1 = Dampf aus dem I. Körper (erzeugt d_2).
$D_2 = d_2 + s_2$ = Gesamtdampf aus dem II. Körper.
d_2 = aus d_1 entstanden (erzeugt d_3).
s_2 = durch Selbstverdampfung im II. Körper entstanden (erzeugt σ_3).

$D_3 = d_3 + s_3 + \sigma_3$ = Gesamtdampf aus dem III. Körper.
d_3 = aus d_2 entstanden (erzeugt d_4).
σ_3 = aus s_2 entstanden (erzeugt λ_4).
s_3 = durch Selbstverdampfung im III. Körper entstanden (erzeugt σ_4).
$D_4 = d_4 + s_4 + \sigma_4 + \lambda_4$ = Gesamtdampf aus dem IV. Körper.

s_4 = Durch Selbstverdampfung im IV. Körper entstanden.
$b_1\ b_2\ b_3\ b_4$ = Kondens(Brüden-)wasser aus den 4 Körpern.
$t_1\ t_2\ t_3\ t_4$ = Dampftemperatur in den 4 Körpern.
$t_{m_1}\ t_{m_2}\ t_{m_3}\ t_{m_4}$ = Safttemperatur in der Mitte.
$t_{u_1}\ t_{u_2}\ t_{u_3}\ t_{u_4}$ = Safttemperatur unten.
$c_1\ c_2\ c_3\ c_4$ = Gesamtwärme in 1 kg Dampf.

Im ersten Körper wird zunächst durch den hineingeschickten Heizdampf d_h das Saftgewicht W von seiner ursprünglichen Temperatur t_f auf die im ersten Körper herrschende Temperatur t_{m1} gebracht, sodann durch ferneren Heizdampf d_0 das Wassergewicht d_1 in Dampf verwandelt. Der kondensierte Heizdampf $d_h + d_0 = b_1 = D_0$ fließt mit der Temperatur t_{u1} ab.

Der Heizdampfverbrauch im ersten Körper ist also:

$$D_0 = d_h + d_0 = \frac{W(t_{m1} - t_f) + d_1(c_1 - t_{u1})}{c_0 - t_{u1}} \quad . \quad (64)$$

Im ersten Körper wird der Dampf d_1 erzeugt:

$$d_1 = D_1.$$

Der Saft $(W - d_1)$ tritt mit der Temperatur t_{m1} in den zweiten Körper, in dem die Temperatur t_{m2} herrscht, und entwickelt daher Dampf aus sich selbst, indem er aus seiner überschüssigen Wärme $(W - d_1)(t_{m1} - t_{m2})$ den Dampf s_2 bildet:

$$s_2 = \frac{(W - d_1)(t_{m1} - t_{m2})}{c_2 - t_{m2}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (65)$$

Der aus dem ersten Körper in die Heizkammer des zweiten strömende Dampf $d_1 = D_1$ erzeugt im zweiten Körper auch Dampf und zwar ist:

$$d_1(c_1 - t_{u2}) = d_2(c_2 - t_{m2})$$

so daß

$$d_2 = \frac{d_1(c_1 - t_{u2})}{c_1 - t_{m2}} \text{ ist.} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (66)$$

Im zweiten Körper wird also das Dampfgewicht D_2 gebildet:

$$D_2 = s_2 + d_2 = \frac{(W - D_1)(t_{m1} - t_{m2})}{c_2 - t_{m2}} + \frac{D_1(c_1 - t_{u2})}{c_2 - t_{m2}} \quad (67)$$

Aus dem zweiten Körper geht in den dritten Körper der Saft $W - D_1 - D_2 = W - d_1 - s_2 - d_2$

Dieser Saft hat die Temperatur t_{m2} und fällt im dritten Körper auf die Temperatur t_{m3}, die Wärmedifferenz verwandelt sich in Dampf, dessen Gewicht ist $= s_3$

$$s_3 = \frac{(W - d_1 - s_2 - d_2)(t_{m2} - t_{m3})}{c_3 - t_{m3}} \quad . \quad . \quad (68)$$

Der aus dem zweiten Körper kommende, aus Selbstverdampfung in diesem entstandene Dampf s_2, der die Wärmemenge

c_2 hat, verdampft im dritten Körper das Dampfgewicht σ_3 und dieses ist:

$$\sigma_3 = \frac{s_2 (c_2 - t_{u3})}{c_3 - t_{m3}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (69)$$

Endlich kommt in den dritten Körper der Dampf d_2, welcher seinerseits in diesem den Dampf d_3 bildet, und es ist:

$$d_3 = \frac{d_2 (c_2 - t_{u3})}{c_3 - t_{m3}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (70)$$

Im ganzen wird also im dritten Körper das Dampfgewicht D_3 erzeugt:

$$D_3 = s_3 + \sigma_3 + d_2 =$$
$$\frac{(W - d_1 - s_2 - d_2)(t_{m2} - t_{m3}) + (s_2 + d_2)(c_2 - t_{u3})}{c_3 - t_{m3}} \quad (71)$$

Im vierten Körper bildet sich durch Selbstverdampfung der Dampf s_4

$$s_4 = \frac{(W - D_1 - D_2 - D_3)(t_{m3} - t_{m4})}{c_4 - t_{m4}} \quad . \quad . \quad (72)$$

ferner das durch den Dampf s_3 hervorgerufene Dampfgewicht σ_4

$$\sigma_4 = \frac{s_3 (c_3 - t_{u4})}{c_4 - t_{m4}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (73)$$

sodann das durch den Dampf σ_3 erzeugte Dampfgewicht λ_4

$$\lambda_4 = \frac{\sigma_3 (c_3 - t_{u4})}{c_4 - t_{m4}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (74)$$

und endlich bringt der Dampf d_3 im vierten Körper das Dampfgewicht d_4 hervor:

$$d_4 = \frac{d_3 (c_3 - t_{u4})}{c_4 - t_{m4}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (75)$$

Im vierten Körper entsteht also der Dampf D_4

$$D_4 = s_4 + d_4 + \sigma_4 + \lambda_4 =$$
$$= \frac{(W - (D_1 + D_2 + D_3))(t_{m3} - t_{m4}) + (d_3 + s_3 + \sigma_3)(c_3 - t_{u4})}{c_4 - t_{m4}} \quad (76)$$

Um nun diese immer noch sehr unbequemen Gleichungen besonders in Hinsicht auf die vielen verschiedenen Temperaturen zu vereinfachen, müssen wir hier eine Abschweifung machen.

Es ist bekannt, daß die Temperatur des siedenden Saftes nicht im ganzen Körper die gleiche ist; an ihrer Oberfläche hat die

siedende Flüssigkeit die Temperatur des entweichenden Dampfes und diese ist t_1 t_2 t_3 t_4, aber an ihrer tiefsten Stelle müssen die Dampfblasen die Saftschicht durchdringen, sie müssen einen Druck, welcher der Saftsäule entspricht, überwinden; die Dämpfe müssen also, um dieses tun zu können, an der tiefsten Stelle einen größeren Druck haben als oben, und mit diesem größeren Druck hängt eine höhere Temperatur der Dämpfe zusammen.

Ist s_f das spezifische Gewicht der siedenden Flüssigkeit, h_f ihre Höhe in Metern, B die Wasserbarometersäule = 10,333 m, so ist der hydrostatische Druck p an der tiefsten Stelle der Flüssigkeit in Atm.

$$p = \frac{s_f \cdot h_f}{B} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (77)$$

oder in Millimetern Quecksilbersäule:

$$b = \frac{s_f \cdot h_f \cdot 760}{B} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (78)$$

(Diagramm) Temperaturen des Wasserdampfes bei absoluten Spannungen von 0 bis 152 cm Quecksilbersäule.

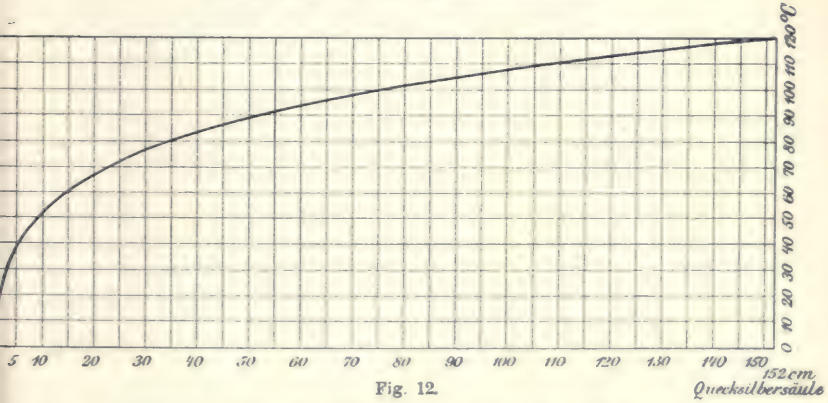


Fig. 12.

Mit Hilfe dieser Gleichung ist in der Spalte 3 der Tabelle 16 der Druck ausgerechnet worden, den Flüssigkeitssäulen von 0,2—2,0 m Höhe bei spezifischen Gewichten von s_f = 1,0—1,4 ausüben. Indem man diesen Druck zu dem über der Flüssigkeit herrschenden zählt, erhält man den Gesamt-Dampfdruck an der betreffenden Stelle und hieraus nach den Tabellen von Fliegner, Zeuner etc. (siehe Tabelle 9) sofort auch die Dampf- resp. Flüssig-

Tabelle 16.

Erhöhung der Dampfspannung und der Siedetemperatur in den
von $h_f = 0{,}2-2{,}0$ m, spezif. Gewichten $s_f = 1{,}0$ bis 1,40 und Dampf
(Verlust an

Verdampfungstemperatur oben			116,4°	111,7°	106,3°	100°
Absoluter Druck oben mm			1330	1140	950	760
Vakuum „ „			—	—	—	—
Höhe der Flüssigkeit h_f Meter	Spezifisches Gew. d. Flüssigkeit s_f	Hydrostatischer Druck der Flüssigkeit mm Quecks. b	Temperatur in Graden unten höher			
0,20	1,0	15,49	0,0	0,5	0,5	0,5
	1,1	17,03	0,0	0,5	0,5	0,5
	1,2	18,58	0,0	0,5	0,5	0,5
	1,3	20,13	0,5	0,5	0,5	1
	1,4	21,68	0,5	0,5	0,5	1
0,50	1,0	38,73	0,5	0,5	1	1,5
	1,1	42,60	0,5	1	1	1,5
	1,2	46,76	0,5	1	1	2
	1,3	50,34	0,5	1	1,5	2
	1,4	54,22	0,5	1	1,5	2
0,75	1,0	58,10	0,5	1,5	1,5	2
	1,1	63,90	1,0	1,5	1,5	2,5
	1,2	69,72	1,0	1,5	1,5	3
	1,3	75,53	1,0	1,5	2	3
	1,4	81,34	1,5	2	2	3,5
1,0	1,0	77,47	1,5	2	2	3,5
	1,1	85,21	1,5	2	2,5	3,5
	1,2	92,96	1,5	2,5	2,5	3,5
	1,3	100,71	2,0	2,5	2,5	3,5
	1,4	108,45	2,0	2,5	3	4
1,5	1,0	111,20	2	2,5	3	4,5
	1,1	122 30	2,5	3	3,5	5
	1,2	133,44	2,5	3	3,5	5
	1,3	144,56	3	3,5	3,5	5
	1,4	151,68	3	3,5	3,5	5
2,0	1,0	154,91	3,5	3,5	3,5	5
	1,1	170,40	3,5	4,5	4,5	6
	1,2	185,89	3,5	4,5	5	6
	1,3	201,38	4	4,5	5	7
	1,4	216,87	4,5	5	5,5	7,5

Tabelle 16.

untersten Schichten verdampfender Flüssigkeiten bei Standhöhen spannungen über ihnen von 1310 bis 31,5 mm Quecksilbersäule Temperaturgefälle).

95	90	80	70	60	50	40	30	° C
633	525	354	233	148,7	92	54,9	31,5	Abs. Druck
126	234	405	526	611	668	705	728	Vakuum
Celsius, um welche die Siedetemperatur des Saftes ist als oben								
0,5	0,5	1	1	2,5	2,5	5	6,5	
0,5	0,5	1,5	1,5	2,5	3	5	7	
1	1	1,5	1,5	2,5	3	5	8	
1	1	1,5	1,5	2,5	3,5	5,5	8,5	
1	1	2	2,5	3	4	5,5	9	
2	1,5	2,5	3,5	4,5	6,5	10	15	
2	2,5	2,5	4	5	7	10	15,5	
2,5	2,5	3	4,5	5,5	9	11	16	
2,5	2,5	3	5	6	9,5	12	17	
2,5	3	3,5	5	6,5	10	13	18	
2,5	3	4	5	7	10,5	14	19	
3	3,5	4,5	5,5	7,5	11	15	20	
3	3,5	5	6	8	12	16	21	
3	4	5	6,5	9,5	12,5	17	22	
3,5	4,5	5	7	10	13	18	24	
3,5	4,5	5	7	9,5	13	18	22	
4	4,5	5	7,5	10,5	13,5	19,5	24,5	
4	5	5,5	7,5	11	15	20	26	
4,5	5	6	8	12	15,5	21	27,5	
4,5	5	6,5	9	12,5	16,5	22	29	
5	5,5	6,5	9,5	12,5	17	22,5	29,5	
5	6	7	10	13,5	18	23	31	
5	6,5	7,5	11	14,5	19,5	25	32	
6,5	7	8,5	12	15	20,5	26	34	
6	7	9	12,5	16	21	27,5	35	
5,5	7,5	9	12,5	16	21	27,5	35,5	
6,5	7,5	10	13	17,5	23	29,5	36,5	
7	8	10	14	18,5	24,5	30	38,5	
8	9	11	15	20	25,5	32	39	
8,5	9,5	12	15,5	21	26,5	33,5	41	

keits-Temperaturen daselbst. Die Differenz $t_{u_1} - t_1$ ist die Zahl der Temperaturgrade, um welche an der betreffenden tiefen Stelle der Saft wärmer als an der Oberfläche sein muß, um Dämpfe zu entwickeln.

Das als Fig. 12 gezeichnete Diagramm gibt in den Abszissen die Wasserdampf-Spannungen von 0—2 Atm. in cm, in den Ordinaten die Wasserdampf-Temperaturen bei diesen Spannungen nach Zeuner. Mit Hilfe dieses Diagramms sind die Temperaturen in der Tabelle 16 bestimmt worden, indem zu dem absoluten Druck über der Flüssigkeit der in der Spalte 3 angegebene hydrostatische Druck gezählt und dann in dem Diagramm die zu dieser Summe gehörige Temperatur gesucht wurde.

Beispiel. Bei einem Vakuum von 668 mm Höhe ist der absolute Druck 92 mm Quecksilber, die Wasserdampf-Temperatur 50°. Eine Flüssigkeit von $h_f = 1$ m Höhe und einem spezifischen Gewicht $s_f = 2$ übt einen hydrostatischen Druck $b = \frac{2 \cdot 1 \cdot 760}{10{,}333} = 147{,}1$ mm aus (nach Gleichung 78). Der Gesamtdruck unten in der Flüssigkeit ist also: $= 92 + 147{,}1 = 239{,}1$ mm. Bei diesem Druck zeigt das Diagramm Fig. 12 $= 70°$; oben hatte die Flüssigkeit 50°, die Temperatur-Differenz zwischen oben und unten ist also: $t_{u_1} - t_1 = 70° - 50° = 20°$.

Man erkennt aus der Tabelle 16, daß bei Flüssigkeiten, die unter einem Druck von 1 Atm. oder mehr stehen, der Unterschied zwischen ihrer oberen und unteren Siede-Temperatur nicht sehr groß ist, ja daß dieser Unterschied in diesem Falle selbst dann noch in mäßigen Grenzen bleibt, wenn das spezifische Gewicht und die Höhe der siedenden Flüssigkeitssäule recht groß ist. Herrscht aber ein Vakuum über der kochenden Flüssigkeit, so nimmt der Unterschied zwischen der oberen und unteren Siedetemperatur erheblich zu und wird bei schweren Laugen und hohen Vakuen recht störend.

Es gibt, wie wir sogleich sehen werden, einen Grund, welcher die der Wärmeübertragung schädlichen Wirkungen hoher Saftsäulen weniger fühlbar macht, allein trotzdem bleibt der Satz bestehen, daß es im Interesse einer großen Verdampfungsleitung liegt, die Höhe der kochenden Saftschicht so weit zu vermindern, als irgend angeht, um so wenig als möglich an Temperaturgefälle zu verlieren.

Der Grund, aus dem die unteren Schichten stark siedender Flüssigkeiten, die unter dem ganzen Druck der Flüssigkeitssäule stehen, doch nicht die ihrem hydrostatischen Druck entsprechende Temperaturerhöhung erfahren, ist der folgende:

Denkt man sich eine in der Flüssigkeit aufsteigende Dampfblase durch eine horizontale Ebene in ihrem größesten Querschnitt geteilt, so wird auf die untere Hälfte ein stärkerer Druck von unten als auf die obere von oben ausgeübt. Hätte die Dampfblase die Form eines Zylinders mit vertikaler Achse und horizontalen Endflächen, so wäre die Differenz der Drucke gleich dem Druck einer Flüssigkeitssäule von der Höhe des Zylinders. Hat die Dampfblase die Form einer Kugel, so ist die Differenz der Drucke gleich der Höhe einer Flüssigkeitsschicht von dem halben Kugel-Durchmesser. (Der Auftrieb selbst ist gleich dem Gewicht einer Flüssigkeitsmenge vom Volumen der Dampfblase.)

In größeren Gefäßen, in denen sich zerstreut viel Dampfblasen emporbewegen, wird durch diese der hydrostatische Druck für die unteren Schichten gar nicht verändert, auch in Rohrheizkörpern überträgt ein kleiner Saftfaden an der Wand des Rohres, der die über und unter der Dampfblase stehende Flüssigkeit verbindet, den gesamten hydrostatischen Druck nach unten. Je größer und höher die Dampfblase, um so größer ist der Unterschied zwischen dem von unten und dem von oben auf sie wirkenden Drucke, und dieser Überdruck treibt die Blase und Teile der über ihr befindlichen Flüssigkeit schnell nach oben.

Die so entwickelte lebendige Kraft der Flüssigkeit verursacht, daß sich oft große Mengen derselben über ihr Niveau erheben, dann wieder zurückfallen und an weniger beheizten Stellen des Apparates nach unten zurücksinken. Es bildet sich so ein Kreislauf. An und über den Heizflächen steigt die siedende Flüssigkeit schnell empor, gibt ihre Dämpfe und ihre überschüssige Wärme oben ab und kehrt abgekühlt nach unten zurück.

Die unten ankommende Flüssigkeit ist also zuerst tatsächlich kühler als sie sein müßte, um unten Dämpfe zu bilden, denn sie hat nur die Temperatur der Oberfläche. Die Temperatur-Differenz (das Temperaturgefälle) zwischen ihr und dem Heizdampf ist also zuerst unten größer, als es auf Grund ihres hydrostatischen Druckes sein müßte.

Man darf daher nicht annehmen, daß die in der Tabelle 16

aufgeführten Unterschiede der Temperaturen der oberen und unteren Schichten siedender Flüssigkeiten der Wahrheit ganz entsprechen. Diese Differenzen sind in Wirklichkeit stets kleiner und gelten nur für ruhende Säfte, die hier nicht in Betracht kommen.

Da man sich meistens bestrebt, die Saftsäule klein zu halten, und da die Säfte in den ersten Körpern der Apparate auch selten ein hohes spezifisches Gewicht haben, so darf man für die meisten Fälle bei der Berechnung der in jedem Körper entwickelten Dampfmenge diese oben und unten herrschenden Temperatur-Unterschiede vernachlässigen, ohne erhebliche Fehler zu begehen. Der durch diese Vernachlässigung gemachte Fehler ist in den ersten Körpern selten mehr als 0,25 %, im letzten Körper etwa 1 % des durch Selbstverdampfung erzeugten Dampfes, kann also wirklich vernachlässigt werden.

Bei der Feststellung der Leistung der Heizfläche pro Quadratmeter und Temperatur-Differenz darf natürlich diese Verschiedenheit der Siede-Temperaturen oben und unten nicht außer acht gelassen werden.

Kehren wir nun wieder zu unseren Gleichungen zurück.

Unter Berücksichtigung des eben Gesagten kann man also die oben angeführten Gleichungen, um eine Anzahl a priori unbekannter Temperaturen auszuscheiden, mit nicht sehr erheblicher Ungenauigkeit, indem man die Unterschiede in den Saft-Temperaturen vernachlässigt, schreiben wie folgt:

Heizdampfverbrauch im I. Körper:

$$D_0 = \frac{W(t_1 - t_l) + d_1(c_1 - t_1)}{c_0 - t_1} \quad \ldots \quad (79)$$

Dampf aus dem I. Körper:

$$D_1 = d_1 \quad \ldots \quad (80)$$

Dampf aus dem II. Körper:

$$D_2 = \frac{(W - d_1)(t_1 - t_2) + d_1(c_1 - t_2)}{c_2 - t_2} \quad \ldots \quad (81)$$

$$s_2 = \frac{(W - d_1)(t_1 - t_2)}{c_2 - t_2} \qquad d_2 = \frac{d_1(c_1 - t_2)}{c_2 - t_2} \quad \ldots \quad (82)$$

Dampf aus dem III. Körper:

$$D_3 = \frac{(W - d_1 - s_2 - d_2)(t_2 - t_3) + (s_2 + d_2)(c_2 - t_3)}{c_3 - t_3} \quad \ldots \quad (83)$$

$$s_3 = \frac{(W - d_1 - s_2 - d_2)(t_2 - t_3)}{c_3 - t_3} \qquad d_2 = \frac{d_1 (c_1 - t_2)}{c_2 - t_2} \tag{84}$$

$$\sigma_3 = \frac{s_2 (c_2 - t_3)}{c_3 - t_3} \qquad d_3 = \frac{d_2 (c_2 - t_3)}{c_2 - t_3} \quad . \quad . \quad . \quad . \tag{85}$$

Dampf aus dem IV. Körper:

$$D_4 = \frac{(W - D_1 - D_2 - D_3)(t_3 - t_4) + (d_3 + s_3 + \sigma_3)(c_3 - t_4)}{c_4 - t_4} \tag{86}$$

$$s_4 = \frac{(W - D_1 - D_2 - D_3)(t_3 - t_4)}{c_4 - t_4} \qquad d_2 = \frac{d_1 (c_1 - t_2)}{c_2 - t_2} \quad . \tag{87}$$

$$\sigma_4 = \frac{s_3 (t_3 - t_4)}{c_4 - t_4} \qquad d_3 = \frac{d_3 (c_2 - t_3)}{c_3 - t_3} \quad . \quad . \quad . \tag{88}$$

$$\lambda_4 = \frac{\sigma_3 (c_3 - t_4)}{c_4 - t_4} \qquad d_4 = \frac{d_3 (c_3 - t_4)}{c_4 - t_4} \quad . \quad . \quad . \tag{89}$$

Dampf aus dem V. Körper:

$$D_5 = \frac{(W - D_1 - D_2 - D_3 - D_4)(t_4 - t_5) + (s_4 + \sigma_4 + \lambda_4 + d_4)(c_4 - t_5)}{c_5 - t_5} \tag{90}$$

$$s_5 = \frac{(W - U)(c_4 - t_5)}{c_5 - t_5} \qquad d_2 = \frac{d_1 (c_1 - t_2)}{c_2 - t_2} \quad . \quad . \quad . \tag{91}$$

$$\sigma_5 = \frac{s_4 (c_4 - t_5)}{c_5 - t_5} \qquad d_3 = \frac{d_2 (c_2 - t_3)}{c_3 - t_3} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \tag{92}$$

$$\lambda_5 = \frac{\sigma_4 (c_4 - t_5)}{c_5 - t_5} \qquad d_4 = \frac{d_3 (c_3 - t_4)}{c_4 - t_4} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \tag{93}$$

$$\vartheta_5 = \frac{\lambda_4 (c_4 - t_5)}{c_5 - t_5} \qquad d_5 = \frac{d_4 (c_4 - t_5)}{c_5 - t_5} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \tag{94}$$

Will man nun mit Hilfe dieser Gleichungen zur Bestimmung des im speziellen Fall in jedem Körper entwickelten Dampfgewichtes schreiten, so sind für diese Rechnung nur bekannt:

1. die eingeführte Saftmenge W und deren Temperatur das ist: t_f,
2. die abgeführte Dicksaftmenge U und deren Temperatur t_n (das ist: t_2 resp. t_3 resp. t_4 resp. t_5),
3. Temperatur und Wärme des Heizdampfes, t_0 und c_0,
4. Temperatur und Wärme im letzten Körper, t_n und c_n.

Alle übrigen Größen, besonders auch die in den einzelnen Apparaten herrschenden Temperaturen und Spannungen sind unbekannt, denn diese Größen hängen im höchsten Maße von dem Ver-

hältnis der Heizfläche der einzelnen Körper zu einander ab, und dieses Verhältnis ist fast bei jedem Apparat ein anderes. Es muß uns nun aber sehr daran liegen, neben anderen Dingen auch das günstigste Verhältnis der Heizflächen kennen zu lernen, sowohl um die Fälle des kleinsten Dampfverbandes (D_0) zu ergründen, als auch um jedem Körper die seiner Verdampfungsleistung entsprechende Größe geben zu können; da indessen alle diese Feststellungen wegen der mangelnden Kenntnis der Temperaturen nicht ohne weiteres rechnerisch für jeden einzelnen Fall möglich sind, so bleibt nichts anderes übrig, als für viele Fälle und möglichst auch für die Grenzfälle die Temperaturen in den einzelnen Körpern anzunehmen und die daraus entspringende Leistung jedes Körpers zu berechnen. Haben wir dann diese vielen Fälle tabellarisch geordnet, so wird es leicht sein, das in jedem Fall beste zu wählen; es wird sich übrigens nach geschehener Ausrechnung zeigen, daß die im ersten Körper zu bewirkende Verdampfung und also auch der wirkliche Heiz-Dampf-Verbrauch der Mehrkörper-Apparate nicht in erheblichem Maße von dem Temperatur-Gefälle abhängt.

In der Tabelle 17 findet man für Double-, Triple- und Quadruple-Effets, in deren einzelnen Gefäßen die verschiedensten Temperaturgefälle angenommen sind, die dann in den einzelnen Körpern stattfindende Verdampfungsleistung und zwar, wenn 100 Liter Saft einmal bis auf den zehnten Teil (0,1), ein zweites Mal bis auf den vierten Teil (0,25) eingedampft werden. Die zwischen diesen Grenzen liegenden Eindampfungs-Verhälnisse sind nicht ausgerechnet, weil sich gezeigt hat, daß diese Verhältnisse einen sehr wesentlichen Einfluß auf die Einzel-Leistungen nicht ausüben; es liegt dies daran, daß, je größer der nicht zur Eindampfung bestimmte Teil des ursprünglichen Saftes ist, desto größer zwar auch die von Körper zu Körper weiter geführte Saftmenge, und damit dessen Selbstverdampfung im nächsten Körper ist, daß aber die Selbstverdampfung (die ja die Ursache der Mehrleistung der späteren Körper gegenüber den früheren ist) doch immer nur einen sehr kleinen Teil der ganzen Leistung ausmacht.

Die Berechnungsweise der Tabelle 17 soll sogleich an einem Beispiel gezeigt werden:

Es ist in der Tabelle 17 immer angenommen worden, daß der Saft mit der Temperatur des ersten Körpers t_1 eintritt. Die in

der Praxis oft vorkommende niedrigere Saft-Eintrittstemperatur muß natürlich beim Bau der Apparate durch Vergrößerung der Heizfläche des ersten Körpers berücksichtigt werden, aber hierauf kommen wir später zurück.

In der Tabelle 17 sind zunächt in den ersten Spalten in je einer Zeile die Temperaturen t_1 t_2 t_3 t_4 eingetragen, die in jedem Körper als herrschend angenommen werden, und zwar ist dies für viele, möglichst auch die Grenzfälle, geschehen, und auch solche Apparate sind in Betracht gezogen worden, die ohne Luftpumpe nur mit Überdruck arbeiten sollen, z. B. Zeile 3:

I. Körper 130°, II. Körper 115°, III. Körper 100°.

Sodann sind zu jeder Temperatur die Gesamt-Kalorien c_0 c_1 c_2 c_3 c_4 gesetzt, die 1 kg Dampf bei dieser Temperatur enthält:

Beispiel. Es sind 100 Liter Saft einzudicken auf 10 Liter in einem Quadruple-Effet, in dessen Körper die Temperaturen 100°—95°—85°—50° herrschen. Wieviel Wasser verdampft jeder einzelne Körper?

Aus den oben angeführten Gründen kann man die Aufgabe nur durch ein Nährungsverfahren lösen.

Wenn 90 Liter zu verdampfen sind, so würde, wenn keine Selbstverdampfung etc. stattfände, jeder Körper $^{90}/_4$ d. h. $22^1/_2$ Liter leisten müssen, wir wissen aber, daß tatsächlich in den späteren Körpern die Dampfgewichte $s_2 \ldots s_3 + \sigma_3 \ldots s_4 + \sigma_4 + \lambda_4 \ldots$ durch Selbstverdampfung erzeugt werden, wenn wir auch diese Gewichte noch nicht kennen. Daher nehmen wir vorläufig an, daß die Verteilung der Verdampfung so stattfinde:

Im	I.	II.	III.	IV. Körper	
werden verdampft:	20	22	23	25	Liter
so wird Saft eingeführt:	100	80	58	35	„
Die Selbstverdampfung ist dann	0	$s_2 = 0{,}74$	$s_3 = 1{,}06$	$s_4 = 2{,}14$	„
			$\sigma_3 = 0{,}745$	$\sigma_4 = 1{,}08$	„
				$\lambda_4 = 0{,}756$	„

Diese einzelnen Gewichte der Selbstverdampfungsleistung sind nach den Gleichungen (79—89) unter Zugrundelegung der angenommenen Verdampfungsleistung jedes Körpers gefunden wie folgt:

Die Selbstverdampfung in den Körpern II., III. und IV. ist:

$$s_2 = \frac{(W - d_1)(t_1 - t_2)}{c_2 - t_2} = \frac{80\,(100 - 95)}{635{,}5 - 95} = 0{,}74$$

$$s_3 = \frac{(W - D_1 - D_2)(t_2 - t_3)}{c_3 - t_3} = \frac{58\,(95 - 85)}{632 - 85} = 1{,}06$$

$$s_4 = \frac{(W - D_1 - D_2 - D_3)(t_3 - t_4)}{c_4 - t_4} = \frac{35\,(85 - 50)}{691{,}7 - 50} = 2{,}14$$

Die Leistung, welche im dritten Körper durch den Dampf s_2 bewirkt wird, ist:

$$\sigma_3 = \frac{s_2\,(c_2 - t_3)}{c_3 - t_3} = \frac{0{,}74\,(635{,}5 - 85)}{632 - 85} = 0{,}745 \text{ Kilo.}$$

Im vierten Körper verdampft s_3 das Gewicht:

$$\sigma_4 = \frac{s_3\,(c_3 - t_4)}{c_4 - t_4} = \frac{1{,}06\,(632 - 50)}{621{,}7 - 50} = 1{,}08 \text{ Kilo.}$$

Endlich bewirkt σ_3 im vierten Körper noch die Verdampfung λ_4:

$$\lambda_4 = \frac{\sigma_3\,(c_3 - t_4)}{c_4 - t_4} = \frac{0{,}745\,(632 - 50)}{621{,}7 - 50} = 0{,}756 \text{ Kilo.}$$

Nach unserer vorläufigen Rechnung ergibt sich also folgende Aufstellung:

Der	I.	II.	III.	IV. Körper
verdampft	20,87	21,62	22,67	24,85 Liter
Es wird Saft eingeführt	100	79,13	57,51	34,85 kg

was von unseren Annahmen nicht sehr abweicht.

Legen wir nun diese gewonnenen Zahlen einer neuen Rechnung zugrunde, um genauere Resultate zu erhalten, so ergibt sich wie oben:

$$s_2 = \frac{70{,}13\,(100 - 95)}{635 - 95} = 0{,}7325 \text{ Liter Wasser}$$

$$s_3 = \frac{57{,}51\,(95 - 85)}{632 - 85} = 1{,}051 \quad \text{„} \quad \text{„}$$

$$s_4 = \frac{34{,}84\,(85 - 50)}{621{,}7 - 50} = 2{,}133 \quad \text{„} \quad \text{„}$$

$$\sigma_3 = \frac{0{,}7325\,(635 - 85)}{632 - 85} = 0{,}736 \quad \text{„} \quad \text{„}$$

$$\sigma_4 = \frac{1{,}051\,(632 - 50)}{621{,}7 - 50} = 1{,}07 \quad \text{„} \quad \text{„}$$

$$\lambda_4 = \frac{0{,}736\,(632 - 50)}{621{,}7 - 50} = 0{,}749 \quad \text{„} \quad \text{„}$$

Nach der endgültigen Rechnung finden wir also folgende Zahlen:

	I.	II.	III.	IV. Körper
Selbstverdampfung . . .	0	$s_2 = 0{,}7325$	$s_3 = 1{,}051$	$s_4 = 2{,}133$ Liter
			$\sigma_3 = 0{,}736$	$\sigma_4 = 1{,}07$ „
			Summa = 1,787	$\lambda_4 = 0{,}749$ „
				Summa = 3,952 Liter

Die Selbstverdampfung und deren Wirkungen leisten also 0,7325 + 1,787 + 3,951 = 6,4715 Liter Wasserdampf; es bleiben also noch zu verdampfen 90 − 6,4715 = 83,5285 Liter, welches Gewicht sich beinahe aber nicht ganz gleich auf die vier Körper verteilt, nämlich so, daß der Dampf eines Körpers im folgenden immer etwas mehr als sein Gewicht verdampft. Es ist:

(Fortsetzung des Beispiels Seite 97.)

Tabelle 17.

Dampfgewichte, die jeder einzelne Körper eines Double-, Triple-, Quadruple-Effet für 100 Liter Saft entwickelt: d_1, d_3 etc., s_1, s_2 etc., σ_2, σ_3, λ_4 durch Wärmeübertragung und durch Selbstverdampfung, bei Eindickung auf 0,1 und 0,25 des ursprünglichen Gewichts, bei regelmäßiger Verdampfung (**ohne** Extradampf), in Apparaten mit verschiedensten Temperaturgefällen.

Double-Effet				Eindickung auf 0,1 W				Eindickung auf 0,25 W			
t_1	c_2	t_2	c_2	D_1	s_2	d_2	D_2	D_1	s_2	d_2	D_2
100	637	50	621,7	41,6	4,98	43,42	48,40	33,97	5,7	35,33	41,03
100	637	60	624,8	42,15	4,05	43,8	47,85	34,52	4,58	35,9	40,48
100	637	70	627,8	42,64	3,03	44,33	47,36	35,08	3,44	36,48	39,92
95	635,5	50	621,7	41,9	4,5	43,6	48,1	34,20	5,23	35,57	40,60
95	635,5	60	624,8	42,4	3,49	44,11	47,6	34,82	3,99	36,18	40,17
95	635,5	70	627,8	42,9	2,52	44,58	47,1	35,3	2,86	36,7	39,56
90	634	50	621,7	42,3	3,71	43,99	47,70	34,7	4,23	36	40,23
90	634	60	624,8	42,29	2,49	45,22	47,71	35,17	3,24	36,59	39,83
90	634	70	627,8	43	1,99	45,01	47	36,13	2,28	37,59	39,87
85	632	50	621,7	42,3	3,7	44,0	47,70	34,95	3,7	36,35	40,05
85	632	60	624,8	42,29	2,49	45,22	47,71	35,3	2,82	36,7	39,52
85	632	70	627,8	43,4	1,46	45,14	46,60	35,95	1,65	37,4	39,05
80	631	50	621,7	42,15	2,96	44,89	47,85	35,1	3,36	36,54	39,90
80	631	60	624,8	43	2,00	45	47	35,69	2,18	37,13	39,31
80	631	70	627,8	43,6	1,00	45,4	46,4	36,22	1,11	37,67	38,78
135	647,7	100	637	42,3	3,67	44,03	47,7	34,72	4,16	36,12	40,28
122,5	643,8	100	637	42,9	2,34	44,76	47,1	35,46	2,65	36,89	39,54
108	639,6	70	627,8	42,3	3,84	43,86	47,7	34,65	4,31	36,04	40,34
102.5	637,3	60	624,8	42	4,25	43,76	48	34,40	4,81	35,79	40,60
97,5	636,5	50	621,7	41,8	4,72	43,48	48,2	34,10	5,33	35,57	40,90
115	641,6	50	621,7	40,8	6,77	42,43	49,2	32,56	7,49	33,95	41,44
115	641,6	60	624,8	41,4	5,60	43.00	48,6	33,64	6,37	34,99	41,36
115	641,6	70	627,8	41,9	4,59	43,51	48,1	34,2	5,23	35,57	40,80
		Im Mittel:		42,30	3,486	44,2	47,67	34,38	3,945	35,92	40,15
				$D_1 : D_2 = 1 : 1{,}127$				$D_1 : D_2 = 1 : 1{,}67$			
				max. u. min. $= 1 : 1{,}07$ bis $1{,}206$				$= 1 : 1{,}07$ bis $1 : 1{,}272$			
				$D_1 : d_2 = 1 : 1{,}045$				$D_1 : d_2 = 1 : 1{,}041$			
				max. u. min. $= 1 : 1{,}04$ bis $1{,}07$				$= 1 : 1{,}04$ bis $1 : 1{,}042$			

Tabelle 17.

Triple-Effet						Eindickung auf 0,1 W				
t_1	c_1	t_2	c_2	t_3	c_3	D_1	s_2	d_2	D_2	s_3
140	649	130	646	100	637	27,8	1,39	28	29,39	2,34
130	646	115	641,6	100	637	27,7	2,04	28	30,04	1,17
130	646	115	641,6	50	621,7	26,56	2,07	26,82	28,89	4,78
130	646	115	641,6	60	624,8	26,8	2,07	27	29,07	4,10
130	646	115	641,6	70	627,8	26,8	2,07	27,1	29,17	3,39
125	644	105	638,5	60	624,8	26,56	2,60	26,82	29,42	3,4
125	644	105	638,5	70	627,8	26,56	2,60	26,82	29,42	2,8
120	643	110	640	100	637	28,37	1,32	28,65	29,97	0,78
120	643	95	635,5	50	621,7	26,17	3,38	26,43	29,81	3,3
120	643	95	635,5	60	624,8	26,4	3,38	26,6	29,98	2,6
120	643	95	635,5	70	627,8	26,64	3,38	26,96	30,34	1,86
115	641,6	95	635,5	70	627,8	27,16	2,6	27,43	30,03	1,86
115	641,6	90	634	60	624,8	26,8	3,1	27,06	30,16	1,94
115	641,6	85	632	50	621,7	25,96	4,03	26,22	30,26	2,60
105	638,5	95	635,5	50	621,7	27,54	1,33	27,81	29,13	3,3
105	638,5	95	635,5	60	624,8	27,72	1,33	28,04	29,37	2,6
105	638,5	95	635,5	70	627,8	28	1,33	28,2	29,53	1,86
100	637	90	634	50	621,7	27,78	1,31	28,05	29,36	2,6
100	637	90	634	60	624,8	28,03	1,31	28,31	29,62	1,94
100	637	90	634	70	627,8	28,30	1,31	28,48	29,79	1,30
100	637	80	631	50	621,7	27,03	2,62	27,30	29,92	2,20
100	637	80	631	60	624,8	27,28	2,62	27,55	30,17	1,45
100	637	80	631	70	627,8	27,54	2,62	27,81	30,43	0,75
97	636	84	632	70	627,8	27,94	1,70	28,17	29,87	1,00
95	635,5	80	631	50	621,7	27,43	1,9	27,70	29,60	2,2
95	635,5	80	631	60	624,8	27,74	1,9	27,94	29,84	1,45
93	635	76	630	60	624,8	27,61	2,25	27,88	30,13	1,18
90	634	80	631	50	621,7	27,91	1,30	28,18	29,48	2,2
90	634	70	627,8	50	621,7	27,31	2,58	27,58	30,16	1,45
95	635,5	85	632	50	621,7	27,78	1,31	28,05	29,36	2,60
95	635,5	85	632	60	624,8	28,02	1,31	28,30	29,61	1,75
					Im Mittel:	27,33	2,147	27,59	29,72	2,22

Tabelle 17.

$D_1 : D_2 : D_3 =$ 1 : 1,088 : 1,2048 $D_1 : d_2 : d_3 =$ 1 : 1,01 : 1,041			Eindickung auf 0,25 W				$D_1 : D_2 : D_3 =$ 1 : 1,106 : 1,26 $D_1 : d_2 : d_3 =$ 1 : 1,01 : 1,039			
σ_3	d_3	D_3	D_1	s_2	d_2	D_2	s_3	σ_3	d_3	D_3
1,44	29	32,78	22,62	1,49	22,84	24,33	3	1,51	23,54	28,05
2,12	29,1	32,39	22,62	2.20	22,84	25,04	1,5	2,24	23,54	27,28
2,15	27,62	34,55	21,10	2,23	21,31	23,54	6,15	2,27	21,95	30,35
2,15	27,95	34,20	21,395	2,23	21,6	22,83	5,25	2,27	22,26	29,78
2,15	28,49	34,03	21,74	2,23	21,95	24,18	4,18	2,27	22,63	29,08
2,7	27,62	33,72	21,31	2,9	21,52	24,42	4,18	2,96	22,18	29,34
2,7	27,62	33,12	21,57	2,9	21,78	24,68	3,35	2,96	22,44	28,75
1,37	29,77	31,92	23,34	1,4	23,57	24,97	1,0	1,42	24,27	26,69
3,51	27,22	34,03	20,83	3,6	21,03	24,63	4,2	3,67	21,67	29,54
3,51	27,5	33,61	21,10	3,6	21,31	24,91	3,36	3,67	21,96	28,99
3,51	27,71	33,08	21,41	3.6	21,62	25,22	2,42	3,67	22,28	28,37
2,7	28,25	32,81	21,91	2,85	22,12	24,97	2,42	2,9	22,80	28,12
3,2	27,64	32,78	21,31	3,53	21,52	25,05	2,9	3,6	22.18	27,68
4,19	27	33,79	20,63	4,31	20,83	25,14	3,37	4,39	21,47	29,23
1,38	28,65	33,33	22,27	1,42	22,49	23,91	4,2	1,44	23,17	28,81
1,38	28,88	32,86	22,53	1,42	22,75	24,17	3,36	1,44	23,56	28,30
1,38	29,2	32,44	22,86	1,42	22,08	24,50	2,42	1,44	23,78	27,64
1,36	28,90	32,86	22,41	1,41	22,63	24,04	3,78	1,44	23,34	28,55
1,36	29,25	32,45	22,70	1,41	22,92	24,33	2,9	1,44	23,64	27,97
1,36	29,35	30,01	23,04	1,41	23,27	24,68	1,89	1,44	23,96	27,98
2,72	28,12	33,04	21,77	2,83	21,28	24,81	2.89	2,88	22,65	28,42
2,72	28.38	32,55	22,09	2,83	22,31	25,14	1,89	2,88	23,00	27,77
2.72	28,65	32,12	22,40	2,83	22,62	25,45	0,97	2,88	23,30	27,15
2,1	29	32,13	22,94	1,81	23,16	24,97	1,35	1,84	23,90	27,09
2,25	28,52	32,97	22,31	2,0	22,53	24,53	2,89	2,04	23,23	28,16
2,25	28,79	32,49	22,64	2,0	22,86	24,86	1,89	2,04	23,57	27,5
2,34	28,79	32,26	22,52	2,36	22,74	25,10	1,53	2,4	23,45	27,38
1,35	29,06	32,61	22,73	1,37	22,95	24,32	2,89	1,39	23,67	27,95
2,68	28,41	32,54	22,13	2,77	22,35	25,10	1,90	2,82	23,03	27,75
1,36	28,90	32,86	22,58	1,39	22,81	24,20	3,31	1,41	23,49	28,21
1,36	29,16	32,37	22,89	1,39	23,11	24,50	2,40	1,41	23,80	27,61
2,244	28,46	32,925	22,12	2,295	22,335	24,47	2,89	2,335	22,99	27,89

Tabelle 17.

Quadruple-Effet								Eindickung auf 0,1 W							
t_1	c_1	t_2	c_2	t_3	c_3	t_4	c_4	D_1	s_2	d_2	D_2	s_3	σ_3	d_3	D_3
140	649,7	135	647,6	125	644,6	100	637	20,9	0,732	21,0	21,73	1,051	0,735	21,15	22,9
134	647,3	123	644	112	640,5	100	637	20,15	1,66	20,25	21,91	1,17	1,67	20,35	23,19
130	646,6	115	641,6	100	637	50	621,7	19	2,20	19	21,2	1,597	2,92	19,1	22,91
130	646,6	115	641,6	100	637	60	624,8	19,25	2,20	19,44	21,64	1,597	2,92	19,6	23,41
130	646,6	115	641,6	100	637	70	627,8	19,46	2,20	19,51	21,71	1,597	2,92	19,7	23,51
135	647,6	125	644,6	115	641,6	50	621,7	19,6	1,47	19,6	20,07	1,051	1,478	19,7	22,22
135	647,6	125	644,6	115	641,6	60	624,8	19,8	1,47	19,8	21,27	1,051	1,478	19,9	22,42
135	647,6	125	644,6	115	641,6	70	627,8	20	1,47	20	21,47	1,051	1,478	20,1	22,62
126,5	645,0	108	639,7	89,5	633,8	70	627,8	19,02	2,78	19,2	21,98	1,95	2,79	19,3	24,04
124	644	103	638	82	631,2	60	624,8	18,45	3,14	18,63	21,77	2,19	3,17	18,8	24,16
121,5	644,6	98	636,7	74,5	629,5	50	621,7	18,09	3,50	18,2	21,7	2,40	3,53	18,38	24,31
115	641,6	100	637	80	631	50	621,7	19,07	2,206	19,15	21,35	2,105	2,23	19,34	23,67
115	641,6	100	637	80	631	70	627,8	19,42	2,206	19,5	21,7	2,105	2,23	19,6	23,93
105	638,5	100	637	90	634	50	621,7	20,64	0,732	20,74	21,47	1,051	0,735	20,94	22,72
105	638,5	100	637	90	634	60	624,8	20,8	0,732	20,8	21,53	1,051	0,735	21	23,72
105	638,5	100	637	90	634	70	627,8	20,95	0,732	20,95	21,68	1,051	0,735	21,15	22,93
105	638,5	90	634	80	631	50	621,7	19,67	2,206	19,67	21,87	1,051	2,22	19,77	23,04
105	638,5	90	634	80	631	60	624,8	19,85	2,206	19,94	22,14	1,051	2,22	20,05	23,32
105	638,5	90	634	80	631	70	627,8	20	2,206	20,1	22,3	1,051	2,22	20,2	23,47
105	638,5	95	635,5	85	632	70	627,8	20,48	1,47	20,58	22,05	1,051	1,47	20,68	22,15
100	637	95	635,5	85	632	50	621,7	20,65	0,732	20,73	21,46	1,051	0,736	20,85	22,64
100	637	95	635,5	90	634	60	624,8	21,06	0,732	21,06	21,79	0,525	0,736	21,17	22,48
100	637	95	635,5	85	632	70	627,8	21,06	0,732	21,03	21,76	1,051	0,736	21,13	22,91
100	637	90	634	80	631	50	621,7	20,2	1,47	20,30	21,77	1,051	1,47	20,40	22,92
100	637	90	634	80	631	70	627,8	20,55	1,47	20,65	22,12	1,051	1,47	20,75	23,27
100	637	95	635,5	80	631	60	624,8	20,68	0,732	20,78	21,51	1,597	0,736	20,88	23,21
97,5	636,3	85	632	72,5	629,5	60	624,8	20,12	1,83	20,22	22,05	1,300	1,84	20,36	23,46
95	635,5	85	632	75	630	50	621,7	20,25	1,47	20,35	21,82	1,051	1,47	20,45	22,97
95	635,5	85	632	75	630	60	624,8	20,48	1,47	20,58	22,05	1,051	1,47	20,68	23,20
95	635,5	90	634	85	631	50	621,7	20,93	0,732	20,93	21,66	0,525	0,735	20,03	22,29
95	635,5	80	635,5	65	626,3	50	621,7	19,35	2,206	19,44	21,64	1,595	2,22	19,52	23,39
							Im Mittel:	20,0	1,326	20,07	21,74	1,29	1,67	20,19	23,14

Tabelle 17.

$: D_3 : D_4 =$ $7 : 1{,}157 : 1{,}258$ $d_3 : d_4 =$ $3 : 1{,}0095 : 1{,}024$			Eindickung auf 0,25 W										$D_1 : D_2 : D_3 : D_4 =$ $1 : 1{,}16 : 1{,}215 : 1{,}375$ $D_1 : d_2 : d_3 : d_4 =$ $1 : 1{,}008 : 1{,}016 : 1{,}017$		
λ_4	d_4	D_4	D_1	s_2	d_2	D_2	s_3	σ_3	d_3	D_3	s_4	σ_4	λ_4	d_4	D_4
,738	21,2	24,61	16,77	0,89	16,85	17,74	1,28	0,89	16,93	19,1	2,22	1,28	0,89	17,01	21,4
,68	20,45	24,08	16,31	1,76	16,39	18,15	1,35	1,77	16,47	19,59	1,09	1,35	1,78	16,15	20,37
,28	19,5	27,48	14,77	2,40	14,91	17,31	1,79	2,42	14,99	19,2	4,36	1,84	2,49	15,53	24,22
,26	19,9	26,27	15,02	2,40	15,17	17,57	1,79	2,42	15,25	19,46	3,43	1,82	2,46	15,69	23,40
,24	19,9	25,64	15,28	2,40	15,43	17,83	1,79	2,42	15,65	19,86	2,57	1,80	2,44	15,80	22,61
,52	20,2	26,82	15,50	1,62	15,57	17,19	1,23	1,63	15,65	18,51	5,58	1,26	1,68	16,10	24,62
,52	20,5	26,50	15,50	1,62	15,57	17,19	1,23	1,63	15,65	18,51	4,78	1,26	1,68	16,10	23,82
,50	20,5	25,91	15,77	1,62	15,85	17,47	1,23	1,63	15,92	18,78	3,90	1,25	1,66	16,22	23,03
,81	19,5	25,49	14,87	2,95	15,01	17,96	2,19	2,98	15,08	20,25	1,72	2,21	3,01	15,23	22,17
,20	18,98	25,74	14,44	3,35	14,58	17,96	2,37	3,38	14,72	20,47	1,88	2,39	3,41	14,86	22,54
,56	18,55	25,86	13,95	3,75	14,08	17,83	2,66	3,78	14,22	20,66	2,10	2,68	3,81	14,36	22,95
,26	19,55	25,77	15	2,40	15,02	17,42	2,35	2,42	15,17	19,94	2,57	2,38	2,45	15,35	22,75
,25	19,8	24,79	15,4	2,40	15,49	17,89	2,35	2,42	15,64	20,54	0,88	2,37	2,43	15,82	21,50
,746	21,15	25,45	16,54	0,757	16,62	17,37	1,23	0,76	16,78	18,77	3,40	1,25	0,77	17,1	22,52
,742	21,3	24,93	16,52	0,757	16,52	17,27	1,23	0,76	16,68	18,67	2,60	1,24	0,76	16,87	21,47
,74	21,36	24,40	17	0,757	17	17,75	1,23	0,76	17,08	19,07	1,76	1,24	0,76	17,15	20,91
,25	20,07	25,21	15,41	2,30	15,42	17,72	1,20	2,31	17,50	19,01	2,57	1,21	2,34	15,76	21,85
,24	20,25	24,79	15,86	2,30	15,94	18,24	1,20	2,31	16,02	19,53	1,73	1,21	2,33	16,18	21,45
,24	20,40	24,33	16,07	2,30	16,15	18,45	1,20	2,31	16,23	19,74	0,88	1,21	2,33	16,39	20,81
,48	20,88	24,38	16,46	1,56	16,43	17,99	1,17	1,56	16,51	19,24	1,68	1,18	1,58	16,77	21,21
,749	21,27	25,21	16,66	0,78	16,66	17,44	1,17	0,78	16,74	18,69	3,00	1,19	0,79	17,06	22,04
,750	21,47	24,58	17,04	0,78	17,04	17,82	0,60	0,78	17,12	18,50	2,60	0,61	0,79	17,36	21,36
,746	21,34	24,08	17,1	0,78	17,1	17,88	1,20	0,78	17,19	19,17	1,32	1,21	0,78	17,26	20,57
,49	20,70	25,08	16,25	1,53	16,33	17,86	1,20	1,54	16,41	19,15	2,57	1,21	1,56	16,57	21,91
,48	20,95	24,11	16,64	1,53	16,60	18,31	1,20	1,54	16,68	19,42	0,90	1,21	1,55	16,84	20,51
,742	21,08	24,67	16,70	0,75	16,70	17,45	1,80	0,75	16,78	19,33	1,83	1,81	0,75	16,94	21,33
,85	20,52	24,45	15,91	2,33	15,99	18,32	1,38	2,34	16,07	19,79	1,08	1,39	2,36	16,23	21,06
,49	20,75	24,88	16,29	1,55	16,37	17,92	1,17	1,56	16,45	19,18	2,14	1,18	1,58	16,69	21,54
,48	20,88	24,38	16,54	1,55	16,62	18,17	1,17	1,56	16,70	19,43	1,30	1,18	1,57	16,86	20,91
,749	21,45	24,87	16,90	0,75	16,9	17,65	0,60	0,76	16,98	18,33	3,00	0,61	0,76	17,20	21,57
,24	20,71	25,50	15,71	2,29	15,78	18,07	1,74	2,30	15,85	19,89	1,28	1,75	2,32	16,00	21,35
,64	20,48	25,07	15,94	1,77	16,06	17,79	1,46	1,75	16,19	19,34	2,35	1,48	1,79	16,204	21,909

Resultate der Tabelle 17.

		Es sollen eingedickt werden $W = 100$ Liter Saft bis auf 0,1 W				bis auf 0,25 W			
		Es sind also daraus zu verdampfen							
		90 Liter Wasser				75 Liter Wasser			
	davon im	I.	II.	III.	IV.	I.	II.	III.	IV. Körp
schematisch:	im Double . . .	45	45	—	—	37,5	37,5	—	—
	„ Triple	30	30	30	—	25	25	25	—
	„ Quadruple .	22,5	22,5	22,5	22,5	18,75	18,75	18,75	18,75

Nach der Tabelle 17 entwickelt jeder Körper:

im Double	im ganzen	43,33	47,67	—	—	34,38	40,15	—	—
	also im Verhältnis . . .	1 : 1,127		—	—	1 : 1,167		—	—
	durch Heizung allein .	42,33	44,2	—	—	34,38	36,22	—	—
	also im Verhältnis . . .	1 : 1,045		—	—	1 : 1,046		—	—
im Triple	im ganzen	27,33	29,72	32,925	—	22,12	24,47	27,89	—
	also im Verhältnis . . .	1 : 1,088 : 1,2048			—	1 : 1,106 : 1,26			—
	durch Heizung	27,33	27,59	30,90	—	22,12	22,334	25,335	—
	also im Verhältnis . . .	1 : 1,006 : 1,1306			—	1 : 1,009 : 1,145			—
im Quadruple	im ganzen	20	21,74	23,14	25,17	15,94	17,79	19,34	21,929
	also im Verhältnis . . .	1 : 1,087 : 1,157 : 1,258				1 : 1,16 : 1,215 : 1,375			
	durch Heizung	20	20,07	21,86	23,42	15,94	16,06	17,94	19,47
	also im Verhältnis . . .	1 : 1,0033 : 1,093 : 1,171				1 : 1,008 : 1,125 : 1,223			

Im Mittel ist die Gesamtdampfentwicklung

im Double $D_1 : D_2 = 1 : 1{,}147 = 0{,}4658 : 0{,}5442$

im Triple $D_1 : D_2 : D_3 = 1 : 1{,}097 : 1{,}233 = 0{,}3003 : 0{,}3294 : 0{,}3703$

im Quadruple $D_1 : D_2 : D_3 : D_4 = 1 : 1{,}123 : 1{,}187 : 1{,}316$
$= 0{,}2161 : 0{,}2427 : 0{,}2535 : 0{,}2844$

Im Mittel ist die Verdampfungsleistung (also ohne die Selbstverdampfung)

im Double $D_1 : d_2 = 1 : 1{,}045$

im Triple $D_1 : d_2 : (d_3 + \sigma_3) = 1 : 1{,}0075 : 1{,}138$

im Quadruple $D_1 : d_2 : (d_3 + \sigma_3) : (d_4 + \sigma_4 + \lambda_4) = 1 : 1{,}0055 : 1{,}109 : 1{,}196.$

(Fortsetzung des Beispiels von Seite 90.)

$$83{,}5285 = d_1 + d_1\frac{c_1 - t_2}{c_2 - t_2} + d_1\frac{c_1 - t_2}{c_2 - t_2}\cdot\frac{c_2 - t_3}{c_3 - t_3} +$$
$$+ d_1\frac{c_1 - t_1}{c_2 - t_2}\cdot\frac{c_2 - t_3}{c_3 - t_3}\cdot\frac{c_3 - t_4}{c_4 - t_4}$$
$$= d_1\left(1 + \frac{637 - 95}{635{,}5 - 95} + \frac{637 - 95}{635{,}5 - 95}\cdot\frac{635{,}5 - 85}{632 - 85} +\right.$$
$$\left. + \frac{637 - 95}{635{,}5 - 95}\cdot\frac{635{,}5 - 85}{632 - 85}\cdot\frac{632 - 50}{621{,}7 - 50}\right)$$
$$= d_1\,(1 + 1{,}004 + 1{,}004\,.\,1{,}006 + 1{,}004\,.\,1{,}006\,.\,1{,}02)$$
$$= d_1\,.\,4{,}044$$
$$d_1 = \frac{83{,}5285}{4{,}044} = 20{,}655 \text{ Liter Wasser.}$$
$$d_2 = 20{,}655\,.\,1{,}004 = 20{,}731 \text{ Liter Wasser}$$
$$d_3 = 20{,}731\,.\,1{,}006 = 20{,}850 \text{ „ „}$$
$$d_4 = 20{,}850\,.\,1{,}020 = 21{,}26 \text{ „ „}$$

Mit dem durch Selbstverdampfung erzeugten zusammen verdampft also jeder einzelne Körper:

	I.	II.	III.	IV. Körper	
regelmäßig	20,655	20,731	20,850	21,26	Liter Wasser
d. Selbstverdmpfg.	0	0,7325	1,787	3,952	„ „

Zus.: $20{,}655 + 21{,}4635 + 22{,}637 + 25{,}212 = 89{,}9676 \backsim 90$ Liter Wasser.

Auf diese Weise ist die Tabelle 17 berechnet worden. Man hat nun einen erfreulichen Überblick über die Verdampfungswirkung der Double-, Triple- und Quadruple-Effets und erkennt mühelos, wieviel Wasser jeder Körper wirklich verdampft, wieviel Heizdampf jeder Körper braucht und insbesondere wieviel Heizdampf man in den ersten Körper schicken muß, um 100 Liter Saft von einer vorhandenen auf eine andere gewünschte Konzentration zu bringen (vorausgesetzt, daß die Flüssigkeit mit der Temperatur t_{m1} eintritt).

Bildet man sich aus der Tabelle 17 die Durchschnittszahlen für die in jedem Körper im ganzen verdampften Mengen D, und diejenigen für die durch Heizung in jedem Körper entwickelten Dämpfe d, wie sie unten in der Tabelle 17 angegeben sind, so erkennt man eine außerordentliche Gleichmäßigkeit der Leistung, so daß selbst die extremsten Fälle kaum 5 % vom Durchschnitt abweichen. Die in der Tabelle gleichfalls notierten mittleren Pro-

portionalzahlen für die in den einzelnen Körpern im ganzen verdampften Mengen D und für die in ihnen durch Heizung entwickelten Dämpfe d weichen auch selbst in den Grenzfällen nur sehr wenig voneinander ab, so daß man diese Zahlen für die allgemeinen Fälle der Praxis wohl als Basis annehmen darf.

Diese Proportionalzahlen für die Heizdampfmengen in jedem Körper d_1 d_2 d_3 d_4 werden die Basis bilden für die später zu behandelnde Bestimmung der notwendigen Heizflächen der Verdampf-Apparate.

Für die zu erstrebende zweckmäßigste Verteilung der Heizfläche kann man aus der Tabelle 17 fünf wesentliche Schlüsse ziehen:

1. Die geringste Menge Heizdampf zur Erzeugung einer gewissen Verdampfungsleistung braucht man bei allen Mehrkörper-Apparaten, wenn das Temperaturgefälle in allen Körpern das gleiche ist.

2. Aber wie auch immer das Temperaturgefälle in den einzelnen Körpern sich gestalten mag, die im ersten Körper aufzuwendende Heizdampfmenge schwankt immer nur in sehr engen Grenzen. Für die Ökonomie des Dampfverbrauches ist es also nicht sehr erheblich, in welcher Weise das zur Verfügung stehende Temperaturgefälle auf die einzelnen Körper verteilt wird. Man kann durch eine bestimmte Verteilung dieses Gefälles beträchtliche Dampfersparnisse nicht erzielen.

3. Die im ersten Körper zu verdampfende Wassermenge ist von der Gesamtverdampfungsleistung der Mehrkörper-Apparate im Mittel:

beim Double-Effet $= \frac{1}{2{,}147} = 0{,}466$ $\quad D_1 = (W - U)\,0{,}466$

„ Triple-Effet $= \frac{1}{3{,}333} = 0{,}300$ $\quad D_1 = (W - U)\,0{,}300$

„ Quadruple-Effet $= \frac{1}{4{,}626} = 0{,}216$ $\quad D_1 = (W - U)\,0{,}216$

Die extremen Fälle sind:

für Double-Effet: $D_1 = (W - U)\,.\,0{,}434$ bis $0{,}484$

„ Triple-Effet: $D_1 = (W - U)\,.\,0{,}2777$ „ $0{,}3152$

„ Quadruple-Effet: $D_1 = (W - U)\,.\,0{,}1926$ „ $0{,}2335$.

4. Die durch Heizung zu bewirkende Verdampfung ist in allen Fällen im ersten Körper am kleinsten; aber ihre Zunahme ist bei den folgenden Körpern nicht sehr groß. Im höchsten Falle 4%. Im Mittel darf man annehmen, daß diese Heizleistung in den einzelnen Körpern sich ergibt:

beim	Double-Effet:	Triple-Effet:	Quadruple-Effet:
im	I. II.	I. II. III.	I. II. III. IV.
	$d_1 : d_2$	$d_1 : d_2 : d_3$	$d_1 : d_2 : d_3 : d_4$
wie	*1 : 1,045*	*1 : 1,01 : 1,04*	*1 : 1,005 : 1,012 : 1,02*

5. Die im letzten Körper verdampfte Gesamtmenge ist

beim Double-Effet = 0,534
„ Triple-Effet = 0,3703
„ Quadruple-Effet = 0,284

von der Gesamtverdampfung des Apparats ($W - U$).

B. Der Prozentgehalt an festen Stoffen (Trockengehalt) in jedem Gefäß der Mehrkörper-Verdampf-Apparate.

Nachdem wir im vorhergehenden Abschnitt beobachtet haben, daß für eine bestimmte Verdampfung jeder einzelne Körper im Mittel seinen ihm eigentümlichen prozentlichen Teil leisten muß, ziemlich unabhängig von dem Temperaturgefälle, so liegt die Versuchung nahe, die Verdampfungsleistung und den Prozentgehalt an festen Stoffen in jedem einzelnen Körper für Laugen der verschiedenen Anfangs- und Enddicken rechnerisch festzustellen, indem man sich dabei wohl bewußt bleibt, daß diese Zusammenstellungen nur ziemlich, nie ganz genau richtig sein werden. Die ganze Verdampfungsleistung und der Konzentrationsgrad in Prozenten sind in der Tabelle 18 vermerkt. Diese enthält also die Antwort auf die Frage:

Wenn eine Lauge von bekanntem Gehalt an festen Stoffen (5—17%) auf eine gewisse andere Konzentration (40—70%) eingedickt werden soll, wieviel Wasser muß zu diesem Zwecke in jedem Körper verdampft werden und welchen Konzentrationsgrad hat die Lauge in jedem Körper?

Das nachfolgende Beispiel soll über die Art der Berechnung dieser Tabelle 18 Aufschluß geben.

Tabelle 18.

Verdampfungsleistung und Prozentgehalt an festen Stoffen in jedem Körper der Double-, Triple-, Quadruple-Effet-Apparate bei regelmäßiger Verdampfung (d. h. wenn kein Extradampf abgezogen wird) und bei Eindickung von 100 Kilo Lauge mit 4—17% Trockengehalt auf 40—70% Trockengehalt.

Die mageren oberen Zahlen
geben das in jedem Körper zu verdampfende Wasser.
Die fetten unteren Zahlen
geben den Trockengehalt in % in jedem Körper.

Ursprünglicher Trockengehalt der Lauge %	Double-Effet		Triple-Effet			Quadruple-Effet			
	D_1 I	D_2 II	D_1 I	D_2 II	D_3 III	D_1 I	D_2 II	D_3 III	D_4 IV
	42,2	47,8	27,34	29,74	32,92	20	21,7	23,1	25,2
4	**6,92**	**40**	**5,5**	**9,32**	**40**	**5**	**6,86**	**11,4**	**40**
	40,95	46,55	26,69	29,11	32,25	19,4	21,07	22,5	24,63
5	**8,46**	**40**	**6,82**	**11,35**	**40**	**6,2**	**8,4**	**13,5**	**40**
	39,6	45,4	25,63	28,04	31,33	18,78	20,35	21,85	24,05
6	**9,93**	**40**	**8,07**	**13,03**	**40**	**7,38**	**9,86**	**15,3**	**40**
	38,35	44,15	24,83	27,25	30,52	18,24	19,71	21,11	23,44
7	**11,35**	**40**	**9,31**	**14,31**	**40**	**8,56**	**11,28**	**16,12**	**40**
	37	43	23,90	26,38	29,72	17,55	19	20,5	23
8	**12,7**	**40**	**10,51**	**16,09**	**40**	**9,7**	**12,6**	**18,6**	**40**
	35,87	41,88	23,15	25,60	29	17	18,43	19,92	22,41
9	**14,3**	**40**	**11,71**	**17,55**	**40**	**10,84**	**13,94**	**20,15**	**40**
	34,38	38,62	22,15	24,7	28,15	16,33	17,65	19,22	21,8
10	**15,4**	**40**	**12,84**	**18,76**	**40**	**11,95**	**15,1**	**21,4**	**40**
	32,82	39,43	21,23	23,77	27,25	15,67	16,86	18,56	21,16
11	**16,2**	**40**	**13,96**	**20**	**40**	**13,04**	**16,3**	**22,49**	**40**
	42,86	48,26	27,72	30,10	33,3	20,28	22	23,38	25,45
4	**7,0**	**45**	**5,53**	**9,48**	**45**	**5,02**	**6,9**	**11,68**	**45**
	41,64	47,25	26,96	29,37	32,57	19,72	21,42	22,84	24,91
5	**8,88**	**45**	**6,85**	**11,45**	**45**	**6,23**	**8,45**	**13,9**	**45**
	40,52	46,14	26,21	28,61	31,85	19,17	20,84	22,27	24,42
6	**10,09**	**45**	**8,13**	**13,28**	**45**	**7,42**	**10**	**15,85**	**45**
	39,32	45,13	25,45	27,87	31,13	18,61	20,21	21,71	23,89
7	**11,5**	**45**	**9,35**	**15,0**	**45**	**8,6**	**11,28**	**17,7**	**45**
	38,21	44,02	25,02	27,46	30,75	18,15	19,66	21,06	23,38
8	**12,94**	**45**	**10,67**	**16,90**	**45**	**9,77**	**12,85**	**19,45**	**45**
	37	43	23,90	26,38	29,72	17,5	18,1	20,50	22,9
9	**14,29**	**45**	**11,83**	**18,1**	**45**	**10,91**	**14,14**	**20,9**	**45**

Tabelle 18.

Ursprünglicher Trockengehalt der Lauge %	Double-Effet		Triple-Effet			Quadruple-Effet			
	D_1 I	D_2 II	D_1 I	D_2 II	D_3 III	D_1 I	D_2 II	D_3 III	D_4 IV
	36	42	23,2	25,69	29,06	17,1	18,7	20,3	22,7
10	**15,62**	**45**	**13,02**	**19,58**	**45**	**12,06**	**15,57**	**22,8**	**45**
	35	41	22,41	24,86	28,67	16,5	17,8	19,4	21,8
11	**16,85**	**45**	**14,3**	**20,86**	**45**	**13,17**	**16,74**	**23,76**	**45**
	43,3	48,7	28,04	30,76	33,62	20,5	22,2	23,6	25,7
4	**7,06**	**50**	**5,55**	**9,7**	**50**	**5,03**	**6,95**	**11,85**	**50**
	42,2	47,8	27,34	29,74	32,92	20	21,7	23,1	25,1
5	**8,65**	**50**	**6,88**	**11,66**	**50**	**6,25**	**8,57**	**14,2**	**50**
	41,2	46,8	26,64	29,04	32,23	19,51	21.2	22,6	24,8
6	**10,20**	**50**	**8,17**	**13,5**	**50**	**7,45**	**10,1**	**16,3**	**50**
	40,2	45,8	26	28,44	31,66	19,01	20,6	22,1	24,3
7	**11,7**	**50**	**9,46**	**15,37**	**50**	**8,64**	**11,58**	**18,3**	**50**
	39,1	44,9	25,28	27,74	31	18,54	20	21,5	23,9
8	**13,13**	**50**	**10,70**	**17,00**	**50**	**9,81**	**13,01**	**20**	**50**
	38,1	43,9	24,56	27	30,32	18,04	19,5	21	23,4
9	**14,54**	**50**	**11,93**	**18,58**	**50**	**10,9**	**14,4**	**21,7**	**50**
	37	43	24	26,35	29,63	17,55	19	20,5	23
10	**15,87**	**50**	**13.16**	**20,15**	**50**	**12,13**	**15,76**	**23,5**	**50**
	36	42	23,22	25,7	29,08	17,06	18,5	20	22,5
11	**17,79**	**50**	**14,32**	**21,53**	**50**	**13,26**	**17,07**	**24,7**	**50**
	35	41	22,5	25	28,41	16,58	17,9	19,5	22
12	**18,5**	**50**	**15,49**	**22,85**	**50**	**14,37**	**18,31**	**26,29**	**50**
	33,9	40,1	21,85	24,4	27,85	16,08	17,4	18,97	21,55
13	**19,66**	**50**	**16,63**	**24,19**	**50**	**15,49**	**19,53**	**27,33**	**50**
	32,8	39,2	21,45	23,4	27,26	15,5	16,9	18,5	21,1
14	**20,83**	**50**	**17,82**	**25,4**	**50**	**16,57**	**20,7**	**28,5**	**50**
	31,8	38,2	20,4	23	26,45	15	16,3	18	20,6
15	**22**	**50**	**18,9**	**26,5**	**50**	**17,65**	**21,83**	**29,5**	**50**
	30,8	37,2	19,76	22,36	25,81	14,5	15,8	17.5	20,1
16	**23,12**	**50**	**19,9**	**27,69**	**50**	**18,71**	**23**	**30,6**	**50**
	29,8	36,2	19,1	21,7	25,15	14,0	15,3	17	19.6
17	**24,2**	**50**	**21,01**	**28,7**	**50**	**19,78**	**24,05**	**31,6**	**50**
	43,76	49,07	28,3	30,66	33,81	20,68	22,42	23,78	25,83
4	**7,11**	**55**	**5,57**	**9,74**	**55**	**5,04**	**7,03**	**12,07**	**55**
	43,21	48,61	27,96	30,34	33,52	20,45	22,2	23,08	25,62
5	**8,80**	**55**	**6,9**	**11,76**	**55**	**6,28**	**8,72**	**14,8**	**55**

Tabelle 18.

Ursprünglicher Trockengehalt der Lauge %	Double-Effet		Triple-Effet			Quadruple Effet			
	D_1 I	D_2 II	D_1 I	D_2 II	D_3 III	D_1 I	D_2 II	D_3 III	D_4 IV
	41,74	47,35	27,03	29,43	32,63	19,75	21,47	22,87	24,97
6	**10,9**	**55**	**8,22**	**13,18**	**55**	**7,47**	**10,2**	**16,9**	**55**
	40,83	46,44	26,41	28,84	32,05	19,32	20,99	22,42	24,57
7	**11,83**	**55**	**9,5**	**15,65**	**55**	**8,67**	**11,7**	**18,8**	**55**
	39,93	45,53	25,78	28,21	31,47	18,86	20,50	21,96	24,14
8	**13,31**	**55**	**10,78**	**17,4**	**55**	**9,86**	**13,2**	**20,6**	**55**
	38,92	44,72	25,16	27,6	30,89	18,45	20,01	21,41	23,71
9	**14,73**	**55**	**12,02**	**19,04**	**55**	**11,03**	**14,62**	**22,4**	**55**
	38,01	43,71	24,38	27,02	30,36	18,01	19,55	20,95	23,27
10	**16,13**	**55**	**13,22**	**20,57**	**55**	**12,2**	**16**	**24,1**	**55**
	37	43	23,94	26,4	29,75	17,55	19	20,5	23
11	**17,46**	**55**	**14,46**	**22,14**	**55**	**13,3**	**17,3**	**25,6**	**55**
	36,09	42,09	23,30	25,77	29,2	17,13	18,55	20,05	22,45
12	**18,77**	**55**	**15,64**	**23,56**	**55**	**14,48**	**18,68**	**27,1**	**55**
	35,18	41,19	22,76	25,15	28,52	16,67	18,1	19,6	22
13	**20,56**	**55**	**16,83**	**24,95**	**55**	**15,6**	**19,92**	**28,5**	**55**
	34,07	40,48	22	24,55	28	16,22	17,54	19,14	21,65
14	**21,23**	**55**	**18**	**26,36**	**55**	**16,71**	**21,14**	**29,7**	**55**
	33	39,55	21,32	23,85	27,38	15,73	17,03	18,63	21,12
15	**22,36**	**55**	**19,06**	**27,4**	**55**	**17,8**	**22,15**	**30,8**	**55**
	32,35	40,48	20,73	23,33	26,78	15,22	16,52	18,22	20,82
16	**23,7**	**55**	**20,16**	**28,6**	**55**	**18,87**	**23,41**	**32,16**	**55**
	31,9	39,9	20,40	23,0	26,45	15,0	16,3	18,0	20,6
17	**24,95**	**55**	**21,35**	**30,04**	**55**	**20**	**24,74**	**33,5**	**55**
	44,62	49,21	28,48	30,85	34,0	20,83	22,59	23,96	25,97
4	**7,15**	**60**	**5,59**	**9,85**	**60**	**5,05**	**7,06**	**11,9**	**60**
	44,13	48,54	27,93	30,30	33,38	20,42	22,16	23,52	25,59
5	**8,79**	**60**	**6,93**	**11,99**	**60**	**6,28**	**8,74**	**14,7**	**60**
	42,2	48,59	27,34	29,74	32,92	20	21,7	23,1	25,2
6	**10,39**	**60**	**8,26**	**13,68**	**60**	**7,5**	**10,29**	**17,05**	**60**
	41,41	47,02	26,8	29,22	32,42	19,61	21,31	22,71	24,84
7	**11,94**	**60**	**9,56**	**15,8**	**60**	**8,7**	**11,85**	**19,2**	**60**
	40,53	46,14	26,21	28,61	31,85	19,07	20,84	22,27	24,42
8	**13,45**	**60**	**10,84**	**17,7**	**60**	**9,88**	**13,33**	**21,2**	**60**
	39,6	45,4	25,6	28,04	31,2	18,78	20,35	21,85	24,05
9	**14,9**	**60**	**12,1**	**19,41**	**60**	**11,08**	**14,7**	**23,06**	**60**

Tabelle 18.

Ursprünglicher Trockengehalt der Lauge %	Double-Effet		Triple-Effet			Quadruple-Effet			
	D_1 I	D_2 II	D_1 I	D_2 II	D_3 III	D_1 I	D_2 II	D_3 III	D_4 IV
	38,77	44,57	25,05	27,50	30,79	18,4	19,94	21,34	23,66
10	**16,33**	**60**	**13,34**	**21,08**	**60**	**12,25**	**16,22**	**24,8**	**60**
	37,94	43,74	24,48	26,94	30,26	17,95	19,55	20,90	23,3
11	**17,72**	**60**	**14,56**	**22,64**	**60**	**13,4**	**17,6**	**26,4**	**60**
	37	43	23,94	26,4	29,75	17,55	19	20,5	23
12	**19,1**	**60**	**15,78**	**24,15**	**60**	**14,5**	**18,6**	**27,7**	**60**
	36,17	42,17	23,35	25,82	29,17	17,13	18,57	20,07	22,57
13	**20,37**	**60**	**16,96**	**25,56**	**60**	**15,69**	**20,22**	**29,38**	**60**
	35,33	41,34	22,79	25,26	28,62	16,74	18,08	19,68	22,17
14	**21,65**	**60**	**18,13**	**26,89**	**60**	**16,81**	**21,48**	**30,77**	**60**
	34,38	40,62	22,15	24,70	28,15	16,33	17,65	19,22	21,8
15	**22,86**	**60**	**19,27**	**28,22**	**60**	**17,9**	**22,7**	**32**	**60**
	33,42	39,92	21,60	24,14	27,61	15,93	17,14	18,84	21,44
16	**24,03**	**60**	**20,40**	**29,48**	**60**	**19,03**	**23,9**	**33,28**	**60**
	32,7	38,1	21,35	23,36	27,16	15,5	16,9	18,5	21,07
17	**25,25**	**60**	**21,6**	**30,73**	**60**	**20,11**	**25,1**	**34,6**	**60**
	44,35	49,52	28,66	31,03	34,17	20,96	22,72	24,06	26,1
4	**7,18**	**65**	**5,6**	**9,92**	**65**	**5,06**	**7,1**	**12,4**	**65**
	43,55	48,76	28,15	30,52	33,66	20,58	22,32	23,68	25,75
5	**8,85**	**65**	**6,91**	**12,1**	**65**	**6,28**	**8,75**	**15**	**65**
	42,58	48,19	27,61	30	33,17	20,19	21,91	23,29	25,37
6	**10,40**	**65**	**8,29**	**14,16**	**65**	**7,51**	**10,36**	**17,3**	**65**
	41,8	47,43	27,1	29,5	32,70	19,81	21,51	22,91	25,08
7	**12,08**	**65**	**9,6**	**16,12**	**65**	**8,73**	**11,93**	**19,6**	**65**
	41	46,1	26,54	28,97	32,2	19,42	21,09	22,52	24,66
8	**13,57**	**65**	**10,89**	**17,99**	**65**	**9,93**	**13,45**	**21,6**	**65**
	40,28	45,88	26,03	28,45	31,68	19,05	20,72	22,15	24,22
9	**15,07**	**65**	**12,16**	**19,79**	**65**	**11,12**	**14,93**	**23,6**	**65**
	39,4	45,2	25,5	27,9	31,2	18,7	20,25	21,65	23,95
10	**16,5**	**65**	**13,43**	**21,46**	**65**	**12,4**	**16,38**	**25,4**	**65**
	38,5	44,5	24,98	27,42	30,7	18,3	19,90	21,3	23,6
11	**17,8**	**65**	**14,66**	**23,11**	**65**	**13,46**	**17,8**	**27,1**	**65**
	37,86	43,67	24,96	26,9	30,2	17,92	19,46	20,88	23,28
12	**19,31**	**65**	**15,75**	**24,8**	**65**	**14,62**	**19,1**	**28,78**	**65**
	37	43	23,94	26,4	29,75	17,55	19	20,5	23
13	**20,63**	**65**	**17,09**	**26,2**	**65**	**15,77**	**20,49**	**30,28**	**65**

Tabelle 18.

Ursprünglicher Trockengehalt der Lauge %	Double-Effet		Triple-Effet			Quadruple-Effet			
	D_1 I	D_2 II	D_1 I	D_2 II	D_3 III	D_1 I	D_2 II	D_3 III	D_4 IV
	36,25	42,25	23,41	25,88	29,21	17,18	18,61	20,12	22,6
14	**21,94**	**65**	**18,28**	**27,6**	**65**	**16,90**	**21,80**	**31,70**	**65**
	35,36	41,56	22,91	25,3	28,70	16,9	18,13	19,73	22,13
15	**23,20**	**65**	**19,33**	**28,9**	**65**	**18,05**	**23,09**	**33,2**	**65**
	34,68	40,68	22,32	24,82	28,22	16,44	17,74	19,34	21,84
16	**24,5**	**65**	**20,6**	**30,27**	**65**	**19,15**	**24,31**	**34,41**	**65**
	33,72	40,13	21,77	24,31	27,78	16,07	17,26	18,96	21,56
17	**25,65**	**65**	**21,73**	**31,5**	**65**	**20,26**	**25,50**	**35,63**	**65**
	44,54	49,75	28,83	31,14	34,35	21,07	22,83	24,17	26,54
4	**7,21**	**70**	**5,62**	**10**	**70**	**5,07**	**7,13**	**12,5**	**70**
	43,83	49,03	28,33	30,70	33,84	20,71	22,45	23,81	25,85
5	**8,89**	**70**	**7,0**	**12,20**	**70**	**6,31**	**8,79**	**15,15**	**70**
	43,01	48,43	27,83	30,20	33,4	20,36	22,1	23,46	25,53
6	**10,53**	**70**	**8,31**	**14,3**	**70**	**7,53**	**10,43**	**17,5**	**70**
	42,2	47,8	27,34	29,75	32,96	20	21,7	23,1	25,2
7	**12,11**	**70**	**9,63**	**16,31**	**70**	**8,75**	**12,01**	**20**	**70**
	41,48	47,09	26,85	29,26	32,47	19,64	21,34	22,74	24,87
8	**13,67**	**70**	**10,94**	**18,23**	**70**	**9,95**	**13,5**	**22,04**	**70**
	40,77	46,37	26,39	28,85	32,01	19,29	20,96	22,39	24,54
9	**15,2**	**70**	**12,22**	**20,11**	**70**	**11,15**	**15,06**	**24,1**	**70**
	40,05	45,66	25,86	28,3	31,56	18,93	20,57	22,03	24,21
10	**16,52**	**70**	**13,49**	**21,81**	**70**	**12,33**	**16,53**	**26**	**70**
	39,24	45,05	25,39	27,82	31,09	18,57	20,17	21,67	23,85
11	**18,1**	**70**	**14,74**	**23,5**	**70**	**13,5**	**17,9**	**27,78**	**70**
	38,52	44,31	24,88	27,33	30,62	18,3	19,81	21,21	23,51
12	**19,5**	**70**	**15,98**	**25,07**	**70**	**14,69**	**19,38**	**29,48**	**70**
	37,81	43,62	24,4	26,86	30,18	17,9	19,46	20,86	23,21
13	**20,9**	**70**	**17,19**	**26,6**	**70**	**15,83**	**20,75**	**31,11**	**70**
	37	43	23,9	26,38	29,72	17,5	19,1	20,5	22,9
14	**22,2**	**70**	**18,39**	**28,2**	**70**	**16,97**	**22,08**	**32,63**	**70**
	36,28	42,27	23,42	25,9	29,24	17,2	18,65	20,15	22,56
15	**23,54**	**70**	**19,59**	**29,6**	**70**	**18,12**	**23,38**	**34,09**	**70**
	35,57	41,57	22,95	25,43	28,79	16,74	18,29	19,79	22,31
16	**24,83**	**70**	**20,76**	**30,98**	**70**	**19,21**	**24,59**	**35,33**	**70**
	34,85	40,85	22,44	24,94	28,3	16,60	17,8	19,40	21,9
17	**26,09**	**70**	**21,92**	**32,3**	**70**	**20,38**	**25,91**	**36,9**	**70**

Beispiel. 100 kg Lauge von 10% Gehalt an festen Stoffen soll auf 50% im Triple-Effet eingedickt werden; wieviel Wasser verdampft jeder Körper und welche Konzentration herrscht in jedem Körper?

Um 100 kg Lauge von 10% auf 50% einzudicken, müssen $100 - (10 + 10) = 80$ kg Wasser verdampft werden.

Nach Tabelle 17 verdampft davon:

der I. Körper 80 · 0,3003 = 24,02 Kilo
„ II. „ 24,02 · 1,097 = 26,35 „
„ III. „ 24,02 · 1,233 = 29,69 „
79,99 Kilo

Der erste Körper enthält also:

10 kg feste Stoffe in 100 — 24,02 = 75,98 kg Flüssigkeit,
d. h. in 75,98 kg Lauge sind $\frac{10 \cdot 100}{75,98} = 13,16$% feste Stoffe.

Der zweite Körper enthält:

10 kg feste Stoffe in 75,98 — 26,35 = 49,63 kg Flüssigkeit,
d. h. in 49,63 kg Lauge sind $\frac{10 \cdot 100}{49,63} = 20,15$% feste Stoffe.

Der dritte Körper enthält:

10 kg feste Stoffe in 49,63 — 29,62 = 20,01 kg Flüssigkeit,
d. h. in 20,01 kg Lauge sind $\frac{10 \cdot 100}{20} = 50$% feste Stoffe.

XI. Mehrkörper-Verdampf-Apparate, bei denen aus dem ersten und aus den folgenden Körpern ausser für die Beheizung der folgenden Körper auch noch zu anderen Zwecken Dampf (Extradampf) entnommen wird.

Im Vorhergehenden sind die Mehrkörper-Verdampf-Apparate betrachtet worden, bei denen der im ersten Körper erzeugte Dampf nur zur Beheizung der folgenden dient, bei denen also die Wirkung der mehrfachen Ausnutzung des Dampfes rein zur Erscheinung kommt. Es kommt aber sehr häufig vor, daß aus dem ersten Körper und öfters auch aus den späteren gewisse oft beträchtliche Dampfmengen entnommen werden, um sie zu anderen Fabrikationszwecken zu benutzen; diese Methode hat den Vorteil der Dampfersparnis; denn wenn man neben den Verdampf-Apparaten zu anderen Fabrikationszwecken Dampf direkt aus dem Dampfkessel entnimmt, so ist hierfür ein bestimmter Brennmaterialverbrauch notwendig; wenn man aber diesen besonders zu verbrauchenden Dampf aus dem ersten Körper des Verdampf-Apparates entnimmt, so hat

man zwar auch in diesem Falle den Heizdampf zu bezahlen, da man doch nun so viel mehr Heizdampf in den ersten Körper schicken muß, als zur Erzeugung des vom ersten Körper abgenommenen Dampfes notwendig ist, aber da dieser mehr erzeugte Dampf aus dem Saft entstanden ist, so ist damit zugleich der Saft von diesem in Dampf verwandelten Wassergewicht befreit, und dieses Wassergewicht braucht nun nicht mehr mit besonderem Heizdampfaufwand entfernt zu werden.

Es ist einleuchtend, daß, wenn diese Extra-Dampfentnahme im zweiten oder in einem der folgenden Körper bewirkt wird, der Gewinn an Heizdampf noch größer wird, denn nun wird Dampf für Fabrikationszwecke benutzt, der seinerseits schon im Verdampf-Apparat das Mehrfache seines Gewichtes an Wasser aus dem Saft entfernt hat. Es wäre natürlich am vorteilhaftesten, den für andere Fabrikationszwecke notwendigen Dampf aus dem letzten Körper des Verdampf-Apparates zu entnehmen, und wo es zulässig ist, tut man es auch, indessen ist zu bedenken, daß die Temperatur des Dampfes vom ersten zum letzten Körper sehr sinkt, und daher muß der Extradampf aus um so früheren Körpern entnommen werden, je höher seine Temperatur für die anderen Fabrikationszwecke gefordert wird.

Man erspart für je 100 kg Dampf, die abgezogen werden

	beim Double-	Triple-	Quadruple-Effet
aus dem I. Körper	47,5	31	22,5 kg Heizdampf
„ „ II. „	—	62	45 „ „
„ „ III. „	—	—	67,5 „ „

Ähnlich wie im vorhergehenden Abschnitt sind auch hier zwei Fragen zu beantworten:

A. Wieviel Wasser muß in jedem Gefäß eines Mehrkörper-Apparates verdampft werden, wenn man aus einzelnen von ihnen Extradampf abzieht, und

B. Welche Saftkonzentration herrscht dann in jedem Gefäß?

A. Wieviel Wasser muß in jedem Gefäß eines Mehrkörper-Apparates verdampft werden, wenn man aus einzelnen von ihnen Extradampf abzieht?

Um ein klares Bild von den Vorgängen zu beschaffen, ist durch die Fig. 13 ein Schema der Dampfentwicklung in den einzelnen

Körpern dargestellt. Man kann sich vorstellen, daß die Erzeugung des Extradampfes in allen Körpern ganz gesondert von der regelmäßigen Verdampfung der anderen Säfte vor sich geht, denn man kann sich denken, daß in den ersten Körper eingeführt wird getrennt voneinander:

1. Das Wasser, welches durch die Extra-Verdampfung in den einzelnen Körpern in Dampf verwandelt werden soll, um aus ihnen teils als Dampf, teils als Kondenswasser zu entweichen.

2. Der Saft, welcher ursprünglich mit diesem Wasser vereinigt war (aber nun ohne dies Wasser) und der nun natürlich dieselbe Menge an festen Stoffen wie ursprünglich enthält, aber um soviel weniger Wasser, als zur Extradampf-Bildung verbraucht werden soll. Der Saft ist dadurch natürlich von Anfang an konzentrierter zu denken. Man kann feststellen, wieviel Wasser in jedem Gefäß und wieviel in allen zusammen zum Zwecke der Extradampf-Bildung verdampft wird; man kann ferner dieses Dampfgewicht vom gesamten Saftgewicht abziehen und erhält so als Rest das Saftgewicht, welches, wie wir uns vorstellen, regelmäßig im Mehrkörper-Apparat zu verdampfen ist.

Es sei:

W = das ursprüngliche Flüssigkeitsgewicht,
r_f = sein Prozentgehalt an festen Stoffen,
r_e = sein Prozentgehalt, nachdem der Extradampf fortgedacht ist,
e_1 = das aus dem I. Körper zu entnehmende Extradampfgewicht
e_e = „ „ „ II. „ „ „ „
e_3 = „ „ „ III. „ „ „ „

Wenn im zweiten Körper e_2 kg Extradampf entwickelt werden sollen, so müssen zu diesem Zweck im ersten η_1 kg Dampf erzeugt werden; und sollen dem dritten Körper e_3 kg Extradampf entzogen werden, so müssen dazu im zweiten Körper ε_2 kg und im ersten ε_1 kg Dampf entwickelt werden.

Um also die Dampfgewichte e_1 e_2 e_3 extra abziehen zu können, muß man entwickeln:

im ersten Körper $e_1 + \eta_1 + \varepsilon_1$ kg Dampf,
im zweiten Körper $e_2 + \varepsilon_2$ „ „
im dritten Körper e_3 „ „

Die Extradampf-Entwicklung entzieht also dem Saft W das Wasser-(oder Dampf-)gewicht D_e

$$D_e = e_1 + e_2 + e_3 + \varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \eta_1 \quad . \quad . \quad . \quad (95)$$

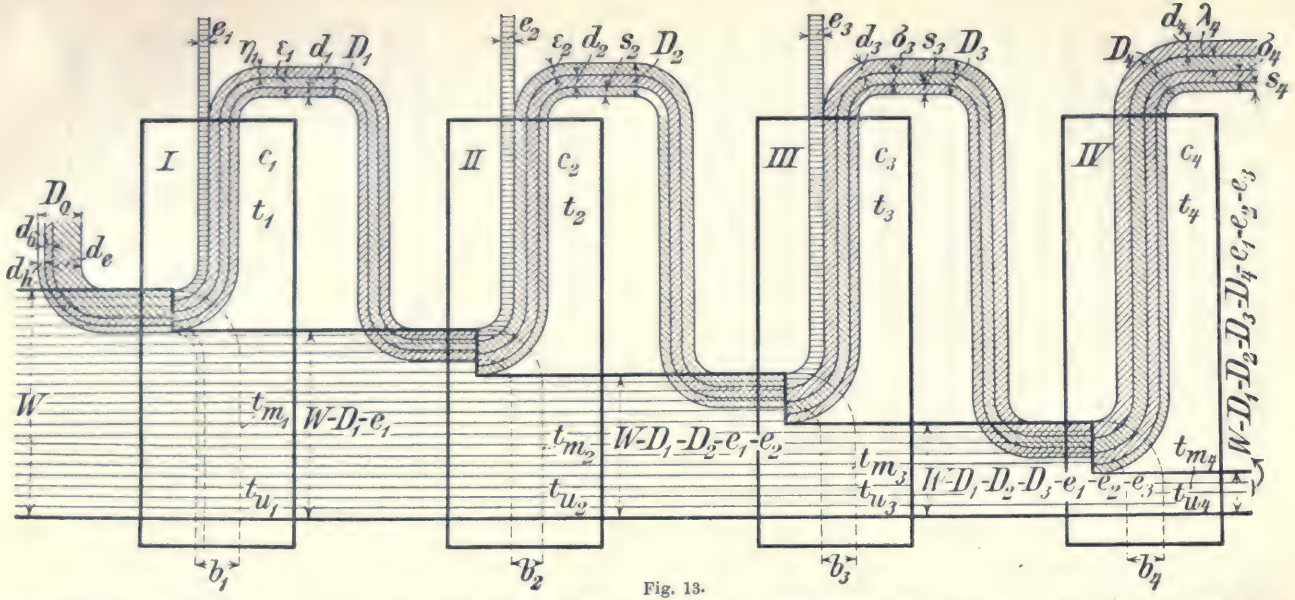


Fig. 13.

W = Eintretende Saftmenge.
D_0 = Gesamter Heizdampf für den I. Körper.
d_h = Heizdampf zum Erwärmen des Saftes.
d_0 = Heizdampf zum Verdampfen (erzeugt $d_1 = D_1$).
d_e = Heizdampf zur Bildung von Extradampf (erzeugt
e_1 = Extradampf dem I. Körper entzogen.
η_1 = aus d_e entstanden (erzeugt c_2).
ε_1 = aus d_e entstanden (erzeugt ε_2).
d_1 = Dampf aus dem I. Körper (erzeugt d_2).
$D_1 = d_1 + \varepsilon_1 + \eta_1$ Gesamtdpf. a. I.
e_2 = Extradampf d. II. Körp. entz.
d = aus d_1 entstanden (erzeugt d_2).
ε_2 = aus ε_1 entstanden (erzeugt e_3).
s_2 = durch Selbstverd. i. II. Körp. entstanden (erzeugt σ_3).
$D_2 = d_2 + s_2 + \varepsilon_2$ = Gesamtdpf. a. II.
e_3 = Extradampf d. III. Körp. entz. (aus $\varepsilon_2 - \varepsilon_1$ entstanden).
σ_3 = aus s_2 entstanden (erzeugt λ_4).
s_3 = durch Selbstverdampf. i. III. Körp. entstand. (erzeugt σ_4).
d_3 = aus d_2 entstand. (erzeugt d_4).
$D_3 = d_3 + s_3 + \sigma_3$ = Gesamtdpf. aus III.
s_4 = durch Selbstverdampfung aus dem IV. Körper entstanden.
σ_4 = aus dem s_3 entstanden.
λ_4 = aus σ_3 entstanden.
$D_4 = d_4 + s_4 + \sigma_4 + \lambda_4$ = Gesamtdampf aus IV.
d_4 = aus d_3 entstanden.
$b - t - c$ wie bei Fig. 11 Seite 78.

und es bleibt regelmäßig zu verdampfen das Saftgewicht:

$$W - D_e = W - (e_1 + e_2 + e_3 + \varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \eta_1) \quad . \quad . \quad (96)$$

Der Prozentgehalt an festen Stoffen im restierenden Saft steigt dadurch von r_f auf r_e und es ist:

$$r_e = \frac{r_f \,.\, 100}{100 - (e_1 + e_2 + e_3 + \varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \eta_1)} = \frac{r_f \,.\, 100}{100 - D_e} \quad (97)$$

Die Extradampfgewichte $e_1 + e_2 + e_3$ sind gegeben; es liegt uns nun ob, die Gewichte ε_1 ε_2 η_1 festzustellen.

Um zu praktischen Ergebnissen zu kommen, wollen wir auch hier, wie im vorhergehenden Abschnitt, die Verschiedenheiten der Leistung vernachlässigen, welche durch die Verschiedenheit des Temperaturgefälles von einem zum anderen Körper eintreten können, und ferner wollen wir für die Selbstverdampfung und für die durch Verminderung der Gesamtwärme des Dampfes in den späteren Körpern eintretende Mehrleistung die früher ermittelten Durchschnittswerte annehmen, wissend, daß der damit begangene Fehler gering und praktisch gleichgültig ist.

Auf Grund der Schlußfolgerungen des vorhergehenden Abschnittes können wir setzen:

im	Double-	Triple-	Quadruple-Effet
	$\eta_1 = \frac{1}{1{,}045}\, e_2$	$\eta_1 = \frac{1}{1{,}0075}\, e_2$	$\eta_1 = \frac{1}{1{,}0055}\, e_2$
	$\varepsilon_1 = \frac{1}{1{,}045}\, \varepsilon_2$	$\varepsilon_1 = \frac{1}{1{,}0075}\, \varepsilon_2$	$\varepsilon_1 = \frac{1}{1{,}0055}\, \varepsilon_2$
			$\varepsilon_2 = \frac{1}{1{,}008}\, e_3$

oder, was dasselbe ist:

im	Double-	Triple-	Quadruple-Effet
	$\eta_1 = 0{,}957\, e_2$	$\eta_1 = 0{,}992\, e_2$	$\eta_1 = 0{,}995\, e_2$
	$\varepsilon_1 = 0{,}957\, \varepsilon_2$	$\varepsilon_1 = 0{,}992\, \varepsilon_2$	$\varepsilon_1 = 0{,}995\, \varepsilon_2$
			$\varepsilon_2 = 0{,}9067\, e_3$
			$\varepsilon_1 = 0{,}9022\, e_3$

So erhalten wir für den Quadruple-Effet als Summe des durch Entziehung der Extradämpfe e_1 e_2 e_3 dem Saft entnommenen Wassers D_e

$$D_e = e_1 + e_2 + e_3 + 0{,}9022\, e_3 + 0{,}9067\, e_3 + 0{,}995\, e_3$$
$$D_e = e_1 + 1{,}995\, e_2 + 2{,}8089\, e_3.$$

Tabelle 19.

Dampfgewichte, die in jedem Körper eines Mehrkörper-Verdampf-Apparates entwickelt werden müssen und wieviel Wasser der Saft dabei im ganzen verliert, wenn den Körpern e_1 e_2 e_3 Kilo Extradampf entzogen wird.

Entzieht man dem I. Körper für 100 kg Saft e_1 Kilo Extradampf, e_1	so hat man ebenso viel auch im ersten Körper zu verdampfen und der Saft verliert ebenso viel.	Entzieht man dem II. Körper für 100 Kilo Saft e_2 Kilo Extradampf, e_2	so hat man im I. Körper zu verdampfen η_1 Kilo $\eta_1 = 0{,}992\ e_2$, η_1	zusammen verliert also der Saft $e_2 + \eta_1$ Kilo $e_2 + \eta_1$	Entzieht man dem III. Körper für 100 Kilo Saft e_3 Kilo Extradampf, e_3	so hat man im II. Körper zu verdampfen ε_2 Kilo $\varepsilon_2 = 0{,}9067\ e_3$ ε_2	und im I. Körper zu verdampfen ε_1 Kilo $\varepsilon_1 = 0{,}995\ \varepsilon_2$ ε_1	zusammen verliert also der Saft $e_3 + \varepsilon_2 + \varepsilon_1$ Kilo $e_3 + \varepsilon_2 + \varepsilon_1$
2		2	1,986	3,986	2	1,813	1,804	5,617
4		4	3,972	7,972	4	3,626	3,608	11,234
6		6	5,958	11,958	6	5,439	5,412	16,851
8		8	7,944	15,944	8	7,252	7,216	22,468
10		10	9,930	19,930	10	9,067	9,022	28,089
12		12	23,916	11.916	12	10,880	10,826	33,706
14		14	27,903	13,903	14	12,693	12,630	39,323
16		16	31,888	15,888	16	14,504	14,431	44,935
18		18	35,874	17,874	18	16,321	16,240	50,561
20		20	39.860	19,860	20	18,130	18,040	56,170
22		22	43,846	21,846	22	19,960	19,861	61,824
24		24	23,832	47,832				
26		26	25,818	51,818				
28		28	27,804	55,804				
30		30	29,790	59.790				
32		32	31,773	63,773				

Die Zahl D_e gibt also das Wasserquantum (oder ganze Dampfgewicht) an, das dem Saft entnommen wird, wenn man im ersten Körper e_1, im zweiten e_2, im dritten e_3 kg Extradampf abzieht.

In der Tabelle 19 ist hiernach für viele Fälle das Wassergewicht zusammengestellt, das die einzelnen Körper eines Mehrkörper-Apparates neben der regelmäßigen Verdampfung des Saftes noch verdampfen müssen, wenn aus ihnen die Extradämpfe e_1 e_2 e_3 abgeführt werden.

Zieht man dies für die Bildung von Extradampf verdampfte Wasser von dem Saftgewicht ab, verteilt den übrigen Teil des aus dem Saft noch zu verdampfenden Wassers auf die einzelnen Körper, wie es im Abschnitt X gezeigt wurde, und zählt dazu dann die

Extradämpfe jedes Körpers, so erhält man die gesamte Verdampfung jedes einzelnen.

Beispiel. Es sind $W = 100$ kg Saft von $r_f = 10\%$ Gehalt an festen Stoffen im Quadruple-Effet bis auf die Konzentration $r_u = 65\%$ zu verdampfen; dabei sollen vom ersten Körper $e_1 = 12$, vom zweiten $e_2 = 6$, vom dritten $e_3 = 4$ kg Extradampf pro 100 kg Saft entzogen werden.

100 kg Saft von 10% ergeben

$$\frac{10 \cdot 100}{65} = 15{,}38 \text{ kg Saft von } 65\%.$$

Es müssen also daraus verdampft werden:

$$100 - 15{,}38 = 84{,}62 \text{ kg Wasser.}$$

Zunächst bestimmt man das Dampfgewicht, welches in jedem Körper entwickelt werden muß, um den Extradampf zu leisten.

Aus Tabelle 19 finden wir:

im	I.	II.	III. Körper
für $e_1 = 12$	$e_1 = 12$	—	—
für $e_2 = 6$	$\eta_1 = 5{,}958$	$e_2 = 6$	—
für $e_3 = 4$	$\varepsilon_1 = 3{,}608$	$\varepsilon_2 = 3{,}626$	$e_3 = 4$
	21,566	9,626	$4 = 35{,}192$ kg

Es sind also im ersten Körper 21,566, im zweiten 9,626, im dritten 4,0 kg Dampf zusammen = 35,192 kg Dampf dem Saft für Bildung von Extradampf zu entziehen. Zur Verdampfung in regelmäßiger Weise bleiben also:

$$84{,}62 - 35{,}192 = 49{,}428 \text{ kg übrig.}$$

Hiervon leistet im Quadruple-Effet nach Abschnitt X (Seite 96) der

	I.	II.	III.	IV. Körper
im Verhältnis:	0,2161 :	0,2427 :	0,2565 :	0,2844
	$D_1 = 10{,}685$	$D_2 = 12{,}000$	$D_3 = 12{,}682$	$D_4 = 14{,}061$ kg
				Zus. = 49,428
Hierzu für Extradampf:	21,566	9,626	4,0	0,0 = 35,192
Also Gesamtleistung jedes Körpers:	32,251	21,626	16,682	14,061 kg
				Zus. = 84,620

Die durch Wärmeübertragung, d. h. ohne die Selbstverdampfung in jedem Körper zu bewirkende Verdampfung nach Abschnitt X (Seite 96) ist im Mittel:

$$0{,}931 \cdot 49{,}428 = 46{,}017 \text{ kg; davon:}$$

im	I.	II.	III.	IV. Körper
im Verhältnis:	1 :	1,0055 :	1,109 :	1,196
	$d = 10{,}585$	$d = 10{,}725$	$d = 11{,}837$	$d = 12{,}770$
				Zus. = 46,017
dazu für Extradampf:	21,566	9,626	4,0	0,0
	32,251	20,351	15,837	12,770
				Zus. = 81,209

B. Welche Saftkonzentration herrscht nun in jedem Gefäß?

Nachdem wir so in Erfahrung gebracht haben, wieviel Wasser der Saft in jedem Körper verliert, ist sein Gehalt an festen Stoffen (seine Dichte) leicht zu bestimmen.

Hat der ursprüngliche Saft r_f % feste Stoffe (hier 10 %) und sind von 100 kg im ersten Körper verdampft: $D_1 + e_1 + \eta_1 + \varepsilon_1$ (hier = 32,251 kg), so ist der Prozentgehalt an Trockensubstanz im ersten Körper

$$r_1 = \frac{100 \cdot r_f}{100 - (D_1 + e_1 + \varepsilon_1 + \eta_1)} = \frac{100 \cdot 10}{100 - 32{,}251} \backsimeq 14{,}8\ \%$$

im zweiten

$$r_2 = \frac{100 \cdot 10}{100 - (32{,}251 + 21{,}626)} \backsimeq 21{,}7\ \%$$

im dritten

$$r_3 = \frac{100 \cdot 10}{100 - (52{,}251 + 21{,}626 + 16{,}682)} \backsimeq 34{,}2\ \%$$

im vierten

$$r_4 = \frac{100 \cdot 10}{100 - (32{,}251 + 21{,}626 + 16{,}682 + 14{,}06)} \backsimeq 65\ \%$$

Da die in der Praxis vorkommenden Fälle so außerordentlich verschieden sind, daß sie nicht in eine Tabelle gebracht werden können, so müssen wir auf eine solche verzichten, und im Bedarfsfalle die Rechnung wirklich ausführen.

Der in der Praxis am häufigsten vorkommende Fall ist der, daß nur dem ersten Körper Extradampf entzogen wird, und hier sind die Variationen nicht so zahlreich, daß sie sich nicht zusammenfassen ließen. Daher ist für diesen Fall die Tabelle 20 ausgerechnet, in der der prozentliche Trockengehalt in den einzelnen Körpern des Double-, Triple- und Quadruple-Effets angegeben ist für Säfte, die von $r_f = 6-13$ % auf $r_u = 50—60-70$ % eingedickt werden sollen, wenn dabei im ersten Körper eine Extradampf-Entnahme von 5—10—15—20—25 % stattfindet.

Endlich ist noch zur Erleichterung für manche Rechnungen eine Tabelle 21 beigefügt, die den Prozentgehalt an festen Stoffen in Flüssigkeiten lehrt, die ursprünglich 1—30 % Trockensubstanz enthielten, nachdem ihnen noch 1—38 % Wasser entzogen ist.

Tabelle 20.

Prozentgehalt an festen Stoffen in den einzelnen Körpern des Double-, Triple-, Quadruple-Effet für Säfte von ursprünglich $r_f = 6 - 13\,\%$. Trockengehalt, wenn im ersten Körper 5—10—15—20—25 % Extradampf entzogen werden und im letzten Körper Säfte von 50 — 60 — 70 % erscheinen sollen.

Ursprünglicher Trocken-Gehalt	Extradampf % aus dem I. Körper	Dadurch wird der Saft gebracht auf %	Double-Effet		Triple-Effet			Quadruple-Effet			
			I	II	I	II	III	I	II	III	IV
r_f %	e_1	r_e	r_1	r_2	r_1	r_2	r_3	r_1	r_2	r_3	r_4
6	5	6,315	10,7	50	8,6	14.1	50	7,75	10,6	17	50
	10	6,66	11,2	50	8.9	14,7	50	8,25	11,1	17,4	50
	15	7,05	11,7	50	9,46	15,37	50	8.64	11,58	18,3	50
	20	7,5	12,4	50	10,1	16,2	50	9,24	12,33	19,15	50
	25	8	13,13	50	10,7	17,03	50	9,81	13,01	20	50
6	5	6,315	11,1	60	8,66	14,0	60	7,9	10,79	17,75	60
	10	6,66	11,4	60	9,06	14,3	60	8,3	11,3	18,5	60
	15	7,05	11,94	60	9,54	15,8	60	8,7	11,85	19,2	60
	20	7,5	12,69	60	10,16	16,75	60	9,3	12,6	20,2	60
	25	8	13,45	60	10,84	17,7	60	9,88	13,33	21,2	60
6	5	6,315	11,04	70	8,71	14,9	70	7,93	10,93	18,3	70
	10	6.66	11,53	70	9,15	15,4	70	8,33	11,5	19,1	70
	15	7,05	12,11	70	9,63	16,31	70	8,75	12,01	20	70
	20	7,5	12.86	70	10,28	17,25	70	9,3	12,76	21	70
	25	8	13,67	70	10,94	18,23	70	9,95	13,5	22,04	70
7	5	7,36	12,12	50	9,9	15,97	50	9,05	12,08	18,9	50
	10	7,77	12,7	50	10,35	16,8	50	9,54	12,7	19,6	50
	15	8,235	13,48	50	11,3	17,4	50	10,1	13,36	20,45	50
	20	8,75	14,1	50	11,6	18	50	10,7	14	21,32	50
	25	9,33	15	50	12,3	19,1	50	11,2	14.8	22,3	50
7	5	7,36	12,44	60	10	16,5	60	9,1	12,35	19,9	60
	10	7.77	13,05	60	10,5	17,1	60	9,6	12,75	20,7	60
	15	8,235	13,85	60	11,15	18	60	10.18	13,9	21,7	60
	20	8,75	14,55	60	11,7	18,6	60	10,78	14,2	22,67	60
	25	9,33	15,4	60	12,5	19,95	60	11,48	15.2	23,66	60
7	5	7,36	12,61	70	10,03	16,95	70	9,15	12,51	20,7	70
	10	7,77	13,1	70	10,5	17,75	70	9,65	13,20	21,5	70
	15	8,235	14	70	11,24	18,7	70	10,25	13,9	22,6	70
	20	8,75	14,87	70	11,85	19,18	70	10,85	14,65	23,55	70
	25	9,33	15,6	70	12,62	20.71	70	11,55	15,56	24,8	70
8	5	8,42	13,8	50	11,1	17,7	50	10,3	13,6	20,8	50
	10	8,88	14,4	50	11,4	18,3	50	10,7	14,15	21,3	50
	15	9,4	15,2	50	12,5	19,3	50	11,5	15,1	22,6	50
	20	10	15,87	50	13,16	20,15	50	12,13	15,76	23,5	50
	25	10,66	16,42	50	13,75	20,83	50	12,62	16,75	24,0	50

Tabelle 20.

Ursprünglicher Trocken-Gehalt	Extradampf % aus dem I. Körper	Dadurch wird der Saft gebracht auf %	Double-Effet		Triple-Effet			Quadruple-Effet			
			I	II	I	II	III	I	II	III	IV
r_f %	e_1	r_e	r_1	r_2	r_1	r_2	r_3	r_1	r_2	r_3	r_4
8	5	8,42	14	60	11,3	18,3	60	10,3	13,9	21,9	60
	10	8,88	14,8	60	11,9	19,2	60	11	14,6	22,8	60
	15	9,4	15,6	60	12,7	20,2	60	11,7	15,6	23,9	60
	20	10	16,33	60	13,34	21,08	60	12,25	16,22	24,8	60
	25	10,66	17,03	60	13,79	21,87	60	12,9	16,92	25,6	60
8	5	8,42	14,3	70	11,5	18,8	70	10,4	14,1	22,8	70
	10	8,88	15	70	12	19,9	70	11	14,9	23,8	70
	15	9,4	15,7	70	12,8	21	70	11,85	15,8	25	70
	20	10	16,52	70	13,49	21,81	70	12,33	16,5	26	70
	25	10,66	17,12	70	14,1	22,6	70	12,93	17,25	26,9	70
9	5	9,48	15,2	50	12,5	19,3	50	11,5	15,1	22,6	50
	10	10	15,87	50	13,15	20,13	50	12,13	15,76	23,5	50
	15	10,56	16,48	50	13,75	20,83	50	12,62	16,76	24,1	50
	20	11,25	17,5	50	14,6	21,93	50	13,56	18	25,1	50
	25	12	18,5	50	15,49	22,85	50	14,37	18,31	26,29	50
9	5	9,48	15,6	60	12,7	20,2	60	11,7	15,5	23,9	60
	10	10,1	16,33	60	13,34	21,08	60	12,25	16,22	24,8	60
	15	10,56	17,03	60	13,79	21,87	60	12.9	16,92	25,6	60
	20	11,25	18,1	60	14,86	23,04	60	13,7	17,85	26.7	60
	25	12	19,1	60	15,78	24,15	60	14,5	18,6	27,7	60
9	5	9,48	15,7	70	12,8	21	70	11,85	15,8	25	70
	10	10,1	16,52	70	13,49	21,81	70	12,33	16,53	26	70
	15	10,56	17,12	70	14,1	22,6	70	12,93	17,25	26,9	70
	20	11,25	18,5	70	15,05	23,9	70	13,8	18,25	28,18	70
	25	12	19,5	70	15,95	25,07	70	14,69	19,38	29,48	70
10	5	10,52	16,5	50	13,8	20,8	50	12,7	16,5	24.1	50
	10	11,11	17,3	50	14,43	21,66	50	13,37	17,71	24.85	50
	15	11,76	18,2	50	15,2	22,5	50	14	18	25,7	50
	20	12,5	19,1	50	16,09	23,5	50	14,9	18,9	26,9	50
	25	13,33	20	50	17	24,6	50	15,7	19,8	27,6	50
10	5	10,52	17	60	13,9	21,8	60	12,8	16,9	25,6	60
	10	11,11	17,85	60	14,68	22,79	60	13,51	17,7	26,5	60
	15	11,76	18,8	60	15,5	24,8	60	14,2	18,3	27,4	60
	20	12,5	19,7	60	16,38	24,85	60	15.1	19,2	28.5	60
	25	13,33	20,77	60	17,26	25,86	60	16	20,52	29,7	60
10	5	10,52	17,3	70	14	22,7	70	12,9	17,2	26.9	70
	10	12,22	18,27	70	14,86	23.65	70	13,6	18	27,95	70
	15	12,95	19,2	70	15,6	24,6	70	14,4	19	29	70
	20	13,75	20.2	70	16,58	25,87	70	15,29	20	30,3	70
	25	14,66	21,2	70	17,5	26.9	70	16,1	21	31.6	70
11	5	11,57	17,9	50	14,9	22.2	50	13,8	17,6	25,5	50
	10	12,22	18,8	50	15,8	23,1	50	14,6	18,6	26,5	50

Tabelle 20.

Ursprünglicher Trocken-Gehalt	Extradampf % aus dem 1. Körper	Dadurch wird der Saft gebracht auf %	Double-Effet		Triple-Effet			Quadruple-Effet			
			I	II	I	II	III	I	II	III	IV
r_f %	e_1	r_e	r_1	r_2	r_1	r_2	r_3	r_1	r_2	r_3	r_4
11	15	12,95	19,6	50	16,5	24.1	50	15,4	19,5	27,3	50
	20	13,75	20,5	50	17,5	25,1	50	16,25	20,4	28,2	50
	25	14,66	21,5	50	18,5	26	50	17,2	21,4	29,1	50
11	5	11,57	18,30	60	15,1	23 3	60	13,8	18,1	27,1	60
	10	12,22	19,4	60	16	24,5	60	14,3	18,9	28	60
	15	12,95	20,3	60	16,9	25,5	60	15,6	20,2	29,3	60
	20	13,75	21,35	60	17,8	26,5	60	16,5	21,1	30,4	60
	25	14,66	21,4	60	18,8	27,5	60	17,5	22,2	31,4	60
11	5	11,57	18,8	70	15,4	23,8	70	14,1	18,6	28,6	70
	10	12,22	19,8	70	16,3	25,5	70	15	19,7	29,8	70
	15	12,95	20,8	70	17,1	26,5	70	15,8	20,7	31	70
	20	13,75	21,9	70	18,1	27,9	70	16,6	21,7	32,3	70
	25	14,66	22,9	70	19,1	29	70	17,6	22,7	33,4	70
12	5	12,63	19	50	16,1	23,5	50	14,9	18,9	26,8	50
	10	13,33	20	50	17	24,6	50	15,49	19,8	27,6	50
	15	14,11	20,95	50	17,93	25,5	50	16,68	20,8	28,6	50
	20	15	22	50	18,9	26,5	50	17,65	21,8	29,5	50
	25	16	23,12	50	19,9	27,69	50	18,71	23	30,6	50
12	5	12,63	19,7	60	16,4	24,8	60	15,1	19,5	28,6	60
	10	13,33	20,77	60	17,36	25,87	60	15,99	20,63	29,7	60
	15	14,11	21,77	60	18,24	27,03	60	16,92	21,63	30,9	60
	20	15	22,86	60	19,27	28,22	60	17,9	22,7	32	60
	25	16	24,03	60	20,40	29,48	60	19,03	23,9	33,28	60
12	5	12,63	20,3	70	16,6	25,8	70	15,3	20	30,3	70
	10	13,33	21,3	70	17,59	27,1	70	16,23	20,35	30,61	70
	15	14,11	22,4	70	18,53	28,3	70	17,1	22,21	32,77	70
	20	15	23,54	70	19,59	29,6	70	18,12	23,28	34,0	70
	25	16	24,83	70	20,76	30,98	70	19,21	24,69	35,33	70
13	5	13,68	20,3	50	17,2	24,9	50	16	20,1	27,9	50
	10	14,44	21,3	50	18,3	25,9	50	17	21,2	29	50
	15	15,28	22,8	50	19.7	27,3	50	18,4	22,7	30,3	50
	20	16,25	23,4	50	20,2	27,9	50	19	23,3	30,9	50
	25	17,33	24,5	50	21,4	29	50	20	24,4	32	50
13	5	13,68	21	60	17,6	26,3	60	16,3	20,9	30,1	60
	10	14,44	22,1	60	18,6	27,4	60	17,3	22	31,2	60
	15	15,28	23,1	60	19,6	28,5	60	18,2	23	32,2	60
	20	16,25	24,3	60	20,7	29,8	60	19,3	24,2	33,6	60
	25	17,33	25,6	60	22	31,1	60	20,5	25,5	35	60
13	5	13,68	21,6	70	17,8	27,4	70	16,4	21,4	31,9	70
	10	14,44	22,6	70	18,8	28,7	70	17,5	22,6	33,2	70
	15	15,28	23,9	70	19,9	29,9	70	18,4	23,5	34,4	70
	20	16,25	25,1	70	21	31,3	70	19,5	24,9	35,7	70
	25	17,33	26,4	70	22,3	32,2	70	20,7	26,3	37,5	70

Tabelle 21.

Prozentgehalt an festen Stoffen r_u in Säften, die ihnen noch 1—38% Wasser

Ursprünglicher Trockenstoffgehalt des Saftes in %	Werden aus 100 Kilo Saft entnommen kg Wasser:											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
r_f	so enthält der Rest r_u % feste Bestandteile:											
1	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05	1,06	1,08	1,09	1,10	1,11	1,12	1,14
2	2.02	2,04	2,06	2,08	2,11	2,13	2,15	2,17	2,20	2,22	2,25	2,27
3	3,03	3,06	3,09	3,13	3,16	3,19	3,23	3,26	3,30	3,33	3,37	3,41
4	4,04	4,08	4,12	4,17	4,21	4,26	4,30	4,35	4,40	4,44	4,49	4,54
5	5,05	5,10	5,15	5,21	5,26	5,32	5,38	5,43	5,49	5,55	5,62	5,68
6	6,06	6,12	6,19	6,25	6,32	6,38	6,45	6,52	6,59	6,66	6,74	6,82
7	7,07	7,13	7,21	7,29	7,36	7,45	7,53	7,6	7,69	7,77	7,8	7,95
8	8,08	8,16	8,25	8,34	8,42	8,52	8,60	8,7	8,79	8,88	8,98	9,09
9	9,09	9,18	9,27	9,37	9,48	9,57	9,67	8,78	9,89	9,99	10,11	10,23
10	10,10	10,20	10,31	10,41	10,52	10,64	10,75	10,87	10,99	11,11	11,23	11,36
11	11,11	11,22	11,34	11,46	11,57	11,70	11,82	11,95	12,08	12,22	12,36	12,5
12	12,12	12,24	12,37	12,5	12,63	12,77	12,90	13,04	13,19	13,33	13,49	13,64
13	13,13	13,26	13,40	13,54	13,68	13,82	13,98	14,13	14,28	14,44	14,60	14,77
14	14,14	14,26	14,43	14,58	14,73	14,89	15,05	15,20	15,38	15,55	15,55	15,91
15	15,15	15,30	15,46	15,61	15,78	15,96	16,12	16,31	16,48	16,66	16,84	17,04
16	16,16	16,32	16,49	16,68	16,84	17,04	17,2	17,4	17,58	17,77	17,94	18,18
17	17,17	17,35	17,52	17,70	17,89	18,08	18,28	18,48	18,68	18,88	19,20	19,32
18	18,18	18,36	18,54	18,74	18,96	19,14	19,34	19,56	19,78	20,00	20,20	20,46
19	19,19	19,39	19,59	19,78	20	20,21	20,43	20,65	20,88	21,11	21,35	21,59
20	20,20	20,40	20,62	20,82	21,04	21,28	21,5	21,74	21,98	22,22	22,46	22,73
21	21,21	21,44	21,55	21,88	22,1	22,34	22,58	22,82	23,07	23,33	23,58	23,86
22	22,22	22,45	22,68	22,92	23,15	23,40	23,65	23,91	24,17	24,44	24,75	25
23	23,23	23,47	23,71	23,96	24,21	24,46	24,73	25	25,27	25,55	25,84	26,13
24	24,24	24,44	24,74	25	25,26	25,54	25,81	26,08	26,37	26,66	26,96	27,27
25	25,25	25,50	25,77	26,04	26,31	26,59	27,09	27,17	27,47	27,77	28,09	28,41
26	26,26	26,53	26 80	27,08	27,37	27,66	27,96	28,26	28,57	28,88	29,2	29,55
27	27,27	27,55	27,85	28,12	28,42	28,72	29,03	29,34	29,67	30	30,34	30,68
28	28,28	28,53	28,87	29,17	29,46	29,78	30,1	30,4	30,76	31,11	31,46	31,82
29	29,29	29,59	29,90	30,20	30,53	30,85	31,18	31,52	31,87	32,22	32,58	32,95
30	30,30	30,60	30,93	31,23	31,56	31,92	32,25	32,61	32,97	33,33	33,69	35,07

Tabelle 21.

ursprünglich $r_f = 1-30\%$ Trockengehalt hatten, nachdem entzogen sind.

Werden aus 100 Kilo Saft entnommen kg Wasser:													Ursprünglicher Trockenstoffgehalt des Saftes in %
13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	
so enthält der Rest r_n % feste Bestandteile:													r_f
,15	1,16	1,18	1,19	1,20	1,22	1,23	1,25	1,27	1,29	1,30	1,31	1,33	1
2,3	2,32	2,33	2,36	2,44	2,44	2,47	2,5	2,53	2,56	2,59	2,63	2,67	2
3,45	3,49	3,52	3,57	3,62	3,66	3,7	3,75	3,79	3,85	3,90	3,95	4	3
4,6	4,65	4,7	4,76	4,82	4,87	4,94	5	5,06	5,13	5,19	5,26	5,33	4
5,74	5,81	5,88	5,95	6,02	6,09	6,17	6,25	6,33	6,43	6,49	6,58	6,66	5
6,89	6,98	7,05	7,14	7,23	7,31	7,40	7,5	7,59	7,69	7,79	7,84	8	6
8,05	8,14	8,24	8,33	8,43	8,54	8,64	8,75	8,86	8,94	9,09	9,21	9,33	7
9,2	9,3	9,4	9,52	9,64	9,74	9,88	10	10,12	10,26	10,38	10,52	10,66	8
0,35	10,47	10,56	10,71	10,84	10,98	11,1	11,25	11,37	11,55	11,68	11,85	12	9
1,49	11,63	11,76	11,9	12,04	12,19	12,35	12,5	12,65	12,86	12,97	13,13	13,33	10
2,64	12,79	12,92	13,20	13,25	13,41	13,58	13,75	13,83	14,10	14,28	14,47	14,66	11
3,79	13,95	14,11	14,29	14,46	14,63	14,81	15	15,19	15,39	15,58	15,79	16	12
4,94	15,11	15,27	15,47	15,66	15,85	16,04	16,25	16,45	16,66	16,88	17,11	17,33	13
6,09	16,28	16,47	16,66	16,86	17,08	17,28	17,5	17,72	17,95	18,18	18,42	18,66	14
7,23	17,44	17,64	17,85	18,06	18,28	18,51	18,75	18,97	19,29	19,46	19,74	19,99	15
8,4	18,6	18,8	19,04	19,28	19,48	19,76	20	20,24	20,52	20,76	21,04	21,32	16
9,54	19,77	19,99	20,24	20,46	20,73	20,99	21,25	21,52	21,79	22,08	22,37	22,66	17
0,70	20,94	21,12	21,41	21,68	21,96	22,2	22,5	22,75	23,10	23,36	23,70	24	18
1,84	22,09	22,35	22,62	22,88	23,19	23,45	23,75	24,05	24,36	24,69	25	25,33	19
2,98	23,25	23,53	23,8	24	24,38	24,69	25	25,30	25,72	25,95	26,32	26,66	20
4,14	24,42	24,75	25,08	25,3	25,61	25,92	26,25	26,58	26,91	27,50	27,63	28	21
5,29	25,58	25,85	26,19	26,5	26,83	27,16	27,5	27,87	28,20	28,57	28,95	29,33	22
6,44	26,74	27,06	27,38	27,71	28,05	28,39	28,88	29,11	29,49	29,87	30,26	30,66	23
7,5	27,9	28,22	28,57	28,92	29,26	29,62	30	30,36	30,77	31,16	31,5	32	24
8,74	29,07	29,41	29,77	30,12	30,49	30,86	31,25	31,64	32,05	32,47	32,89	33,33	25
9,89	30,33	30,57	30,95	31,32	31,70	32,09	32,5	32,91	33,33	33,77	34,21	34,66	26
1,03	31,4	31,76	32,14	32,52	32,92	33,33	33,75	34,18	34,61	35,07	35,50	36	27
2,18	32,56	32,94	33,33	33,73	34,15	34,57	35	35,44	35,9	36,36	36,84	37,33	28
3,33	33,72	34,12	34,52	34,94	35,36	35,86	36,25	36,72	37,18	37,66	38,16	38,66	29
4,47	34,88	35,28	35,70	36,12	36,57	37,03	37,5	37,95	38,58	38,92	39,48	39,99	30

Tabelle 21.

Ursprünglicher Trockenstoffgehalt des Saftes in %	Werden aus 100 Kilo Saft entnommen kg Wasser:												
	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38
r_f	so enthält der Rest r_u % feste Bestandteile:												
1	1,35	1,37	1,39	1,41	1,43	1,45	1,47	1,49	1,52	1,54	1,57	1,59	1,6
2	2,7	2,74	2,77	2,82	2,86	2,90	2,94	2,99	3,03	3.08	3,13	3,18	3,2
3	4,05	4,11	4,16	4,22	4,29	4,35	4,41	4,47	4,54	4,61	4,7	4,77	4,8
4	5,4	5,48	5,55	5,63	5,71	5,80	5,88	5,97	6,06	6,15	6.26	6,36	6,4
5	6,75	6,85	6,93	7,04	7,14	7,25	7,35	7,46	7,58	7,69	7,83	7,95	8,0
6	8,10	8,22	8,33	8,45	8,57	8,69	8,85	8,95	9,08	9,23	9,39	9,54	9,6
7	9,46	9,6	9,72	9,85	10	10,14	10,29	10,45	10,6	10,77	10,96	11,13	11,2
8	10,8	10,96	11,11	11,26	11,42	11,60	11,76	11,94	12,12	12,31	12,62	12,72	12,9
9	12,15	12,33	12,48	12,66	12,87	13,05	13,23	13,41	13,63	13,83	14,09	14,31	14,5
10	13,51	13,7	13,87	14,08	14,29	14,49	14,71	14,93	15,15	15,38	15,66	15,90	16,1
11	14,79	15,07	15,15	15,21	15,55	15,94	16,18	16,41	16,66	16,92	17,22	17,49	17,7
12	16,21	16,44	16,66	16,9	17,14	17,39	17,64	17,91	18,17	18,46	18,79	19,08	19,3
13	17,56	17,81	18,55	18,31	18,57	18,84	19,13	19,33	19,69	20	20,36	20,67	20,9
14	18,92	19,17	19,44	19,71	20	20,29	20,59	20,90	21,21	21,54	21,92	22,26	22,5
15	20,16	20,55	20,84	21,12	21,13	21,74	22,06	22,40	22,72	23,07	23,5	23,85	24,2
16	21,6	21,92	22,22	22,52	22,84	23,20	23,52	23,88	24,24	24,62	25,95	25,44	24,8
17	22,97	23,29	23,61	23,94	24,29	24,64	25	25,37	25,76	26,15	26,62	27,03	27,4
18	24,30	24,66	24,99	24,35	25,71	26,08	26,46	26,86	27,25	27,69	28,28	28,62	29,0
19	25,67	26,02	26,39	26,76	27,14	27,52	27,94	28,36	28,79	29,20	29,75	30,21	30,6
20	27,02	27,4	27,74	28,16	28,58	28,98	29,42	29,86	30,30	30,76	31,32	31,80	32,2
21	28,38	28,77	29,16	29,46	30	30,42	30,87	31,35	31,80	32,31	32,88	33,40	33,8
22	29,59	30,14	30,30	30,42	31,10	31,88	32,36	32,82	33,33	33,84	34,45	34,98	35,4
23	31,08	31,51	31,94	32,39	32,86	33,33	33,82	34,33	34,85	35,38	36,0	36,57	37,
24	32,42	32,88	33,33	33,80	34,29	35,78	35,29	35,82	36,35	36,92	37,58	38,16	38,
25	33,78	34,25	34,70	35,20	35,42	36,23	36,77	37,33	37,87	38,45	39,2	39,75	40,3
26	35.13	35,61	36,11	36,62	37,14	37,68	38,26	38,65	39,39	40	40,62	41,34	41,9
27	36,48	37	37,44	37,98	38,61	39,15	39,69	40,23	40,86	41,49	42,28	42,93	43,5
28	37,84	38,35	38,88	39,43	40	40.58	41,18	41,80	42,42	43,08	43,94	44,52	45,1
29	39,19	39,72	40,27	40,84	41,41	42,03	42,79	43,29	43,94	44,61	45,41	46,11	46,9
30	40,53	41,1	41,66	42,25	43,48	43,48	44,12	44,8	45,45	46,15	47,0	47,7	48,4

XII. Wassergewicht, welches aus 100 Kilo Lauge zu verdampfen ist, um deren ursprünglichen Trockengehalt von r_f % auf den beabsichtigten höheren r_u % zu bringen.

Der Zweck der Verdampfungsanlagen ist meistens der, den ursprünglichen Gehalt einer Flüssigkeit an festen Stoffen (an Trockensubstanz) von r_f % durch Wasserverdampfung auf einen größeren Gehalt r_u % zu erhöhen. Es fragt sich, wieviel Wasser dazu in jedem Fall verdampft werden muß.

Sind in 100 kg einer Flüssigkeit r_f kg feste Stoffe enthalten und sollen diese r_f kg in der eingedampften Flüssigkeit r_u % ausmachen, so ergibt sich das Gewicht der eingedampften Flüssigkeit U aus:

$$r_f : U = r_u : 100 \qquad U = \frac{r_f \cdot 100}{r_u} \quad . \quad . \quad . \quad (98)$$

und das aus 100 kg Lauge zu verdampfende Wassergewicht ist:

$$100 - U = 100 - \frac{r_f \cdot 100}{r_u} = 100 \left(1 - \frac{r_f}{r_u}\right) . \quad . \quad . \quad (99)$$

und das aus W kg Lauge, die r_f % feste Stoffe enthält, zu verdampfende Wassergewicht, um den Rest auf r_u % zu verdicken, ist:

$$W - U = W \left(1 - \frac{r_f}{r_u}\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (100)$$

Beispiel. 1000 Kilo Flüssigkeit mit ursprünglich $r_f = 10$ % Trockengehalt sollen so stark eingedampft werden, daß der Rest $r_u = 60$ % enthält, dann ist:

$$W - U = 1000 \left(1 - \frac{10}{60}\right) = 833 \text{ Kilo.}$$

In der Tabelle 22 sind die Wassergewichte angegeben, die aus 100 kg Lauge von $r_f = 1$—25 % Gehalt an Trockensubstanz verdampft werden müssen, um eingedickte Lauge von $r_u = 20 - 80$ % Trocken-Substanz zu erhalten.

Tabelle 22.

Wassergewicht, das aus 100 Kilo Lauge zu verdampfen ist, um deren ursprünglichen Trockengehalt von r_f % auf den beabsichtigten höheren r_u % zu bringen.

Ursprünglicher Gehalt der Flüssigkeit an festen Stoffen r_f %	Prozentgehalt an festen Stoffen r_u % (Trockensubstanz), den die Flüssigkeit nach dem Eindampfen haben soll												
	20	22,5	25	27,5	30	32,5	35	40	45	50	60	70	80 %
	Aus 100 Kilo Lauge ist dann zu verdampfen das Wassergewicht in kg:												
1	95	95,6	96	96,4	96,7	96,9	97,2	97,5	97,8	98	98,4	98,6	98,75
2	90	91,2	92	92,8	93,8	93,8	94,3	96	95,6	96	96,7	97,1	97,5
3	85	86,7	88	89,1	90,4	90,8	91,43	92,5	93,3	94	95	95,7	96,15
4	80	82,3	84	85,8	86,7	87,7	88,6	90	91,1	92	93,4	94,3	95
5	75	77,8	80	81,8	83,3	84,6	85,8	87,5	88,9	90	91,8	92,9	93,75
6	70	73,4	76	78,2	80	81,6	83,3	85	86,7	88	90	91,4	92,5
7	65	68,4	72	74,5	76,7	78,4	80	82,5	84,5	86	89	90	91,25
8	60	64,5	68	70	73,3	75,4	77,4	80	82,3	84	87,3	88,6	90
9	55	60	64	67,2	70	72,3	75	77,5	80	82	85	87,1	88,75
10	50	55,6	60	63,7	66,7	69,3	71,5	75	77,8	80	83,3	85,7	87,5
11	45	51,2	56	60	63,3	66,2	68,6	72,5	75,6	78	82	84,1	86,25
12	40	46,7	52	56,4	60	63,1	66,6	70	73,4	76	80	82,8	85
13	35	42,3	48	52,7	56,7	60	62,9	67,5	71	74	79	81,4	83,75
14	30	37,8	44	49	53,3	56,8	60	65	68,9	72	77	80	82,5
15	25	33,4	40	45,4	50	53,8	57,3	62,5	66,7	70	75	78,6	81,25
16	20	29	36	41,8	46,7	50,8	54,4	60	64,5	68	73,4	77,1	80
17	15	24,5	32	38,2	43,3	48,3	51,4	57,5	62,3	66	71,7	75,7	78,75
18	10	20	28	34,6	40	44,6	50	55	60	64	70	74,3	77,5
19	5	15,6	24	31	36,7	41,6	45,7	52,5	57,8	62	68	72,9	76,25
20	—	11,2	20	27,3	33,3	38,5	43	50	55,8	60	67	71,4	75
21	—	6,7	16	23,7	30	35,4	40	47,5	53,4	58	65	70	73,75
22	—	2,3	12	20	26,7	32,2	37,2	45	51,1	56	63,4	68,6	72,5
23	—	—	8	16,3	23,3	29,3	34,3	42,5	48,9	54	61,7	67,2	71,25
24	—	—	4	12,8	20	26,2	31,5	40	46,6	52	60	65,8	70
25	—	—	—	9,2	16,7	23,1	28,5	37,5	44,5	50	58,3	64,4	68,75
26	—	—	—	5,6	13,3	20	25,7	35	42,2	48	56,9	62,9	67,5
27	—	—	—	2	10	17	22,9	32,5	40	46	55	61,4	66,25
28	—	—	—	—	6,7	14	20	30	37,8	44	53,5	60	65
29	—	—	—	—	1,0	10,8	17,2	27,5	35,6	42	51,7	58,6	63,75
30	—	—	—	—	—	7,7	14,3	25	33,3	40	50	57,2	62,5
31	—	—	—	—	—	4,1	11,4	22,5	31,1	38	48,3	55,7	61,25
32	—	—	—	—	—	1,6	9	20	28,9	36	46,7	54,3	60

XIII. Das Verhältnis der Heizflächen der Körper von Mehrkörper-Verdampf-Apparaten zu einander und ihre wirkliche Größe.

Im Abschnitt X haben wir gesehen, in welchem Verhältnis die Verdampfungsleistungen (nicht die wirklichen Dampf-Entwickelungen, die wegen der Selbstverdampfung etwas größer sind als jene) der einzelnen Körper der Mehrkörper-Verdampf-Apparate zu einander stehen und daß sie zwar abhängig sind von dem Wärmegefälle in jedem Körper und von dem Grade, bis zu dem die eingezogene Flüssigkeit eingedickt werden soll, daß sie aber für die verschiedensten Fälle nicht sehr von einem gewissen mittleren Maß abweichen. Diese mittleren Verdampfungsleistungen waren (Seite 96):

im Double-Effet:

$$D_1 : d_2 = 1 : 1{,}045,$$

im Triple-Effet:

$$D_1 : d_2 : (d_3 + \sigma_3) = 1 : 1{,}0075 : 1{,}138,$$

im Quadruple-Effet:

$$D_1 : d_2 : (d_3 + \sigma_3) : (d_4 + \sigma_4 + \lambda_4) = 1 : 1{,}0055 : 1{,}109 : 1{,}196.$$

Sind H_1, H_2, H_3, H_4 die Heizflächen der Körper in Quadratmetern, ϑ_{m_1}, ϑ_{m_2}, ϑ_{m_3}, ϑ_{m_4}, die mittleren Temperatur-Differenzen zwischen Dampf und Flüssigkeit, k_1, k_2, k_3, k_4, die Transmissions-Koeffizienten (welche die Zähflüssigkeit, die Dampfspannung, die Art und Form der Heizfläche und alle anderen beeinflussenden Umstände berücksichtigen) und c die Verdampfungswärme von 1 kg Dampf, so entwickelt der erste Körper D_1 Kilo Dampf:

$$D_1 = \frac{H_1 \vartheta_{m_1} k_1}{c_1}$$

und die für den ersten Körper erforderliche Heizfläche ist:

$$H_1 = \frac{D_1 c_1}{\vartheta_{m_1} k_1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (101)$$

Für den Quadruple-Effet entsteht so nach dem Früheren das Verhältnis:

$$1 : 1{,}0055 : 1{,}109 : 1{,}196 = \frac{H_1 \vartheta_{m_1} k_1}{c_1} : \frac{H_2 \vartheta_{m_2} k_2}{c_2} : \frac{H_3 \vartheta_{m_3} k_3}{c_3} : \frac{H_4 \vartheta_{m_4} k_4}{c_4} \quad . \quad . \quad (102)$$

und hieraus:

$$H_1 : H_2 : H_3 : H_4 = \frac{1 \cdot c_1}{\vartheta_{m_1} k_1} : \frac{1{,}0055\, c_2}{\vartheta_{m_2} k_2} : \frac{1{,}109\, c_3}{\vartheta_{m_3} k_3} : \frac{1{,}196\, c_4}{\vartheta_{m_4} k_4} \quad . \quad . \quad . \quad (103)$$

Wenn wir nun die Vernachlässigung begehen, die verschiedenen Werte für c_1, c_2, c_3, c_4 einander gleich zu setzen, obgleich sie von 637—618 schwanken können, wodurch nur ein geringer Grad von Ungenauigkeit erzielt wird und ferner (für den ersten Körper) die Werte $H_1 = 1$ und $k_1 = 1$ nennen, indem wir die anderen Werte von H und k als deren aliquote Teile ausdrücken, da wir ja nur das Verhältnis der Heizflächen zu einander bestimmen wollen, so ist:

$$k_1 = 1 \quad k_2 = \alpha_2 k_1 \quad k_3 = \alpha_3 k_1 \quad k_4 = \alpha_4 k_1$$

und es lautet das Verhältnis der Heizflächen zu einander:

$$\frac{H_1}{H_1} : \frac{H_2}{H_1} : \frac{H_3}{H_1} : \frac{H_4}{H_1} = 1 : \frac{\vartheta_{m1}\ 1{,}0055}{\vartheta_{m2}\ \alpha_2} : \frac{\vartheta_{m1}\ 1{,}109}{\vartheta_{m3}\ \alpha_3} : \frac{\vartheta_{m1}\ 1{,}196}{\vartheta_{m4}\ \alpha_4} \qquad (104)$$

Wäre das Verhältnis, in dem die Transmissions-Koeffizienten k in den verschiedenen Körpern zu einander stehen, für alle Fälle bekannt, so könnte man unter Annahme der in jedem Körper beabsichtigten Temperatur-Differenz das Verhältnis der Heizflächen aus Gleichung (104) für jeden Fall ableiten.

Die Transmissions-Koeffizienten k sind aber zunächst nicht genau bekannt; sie hängen ab von der Dicke der Flüssigkeit, von der Konstruktion des Apparates und seiner Details, von der Vollkommenheit, mit der die Luft abgezogen wird, von der Weite der Heizrohre, davon, ob der Dampf in den oder um die Rohre wirkt, von der absoluten Größe der Heizflächen, von dem Zustande ihrer Reinheit, endlich aber auch von der effektiven Spannung des Heizdampfes in jedem Körper. Denn während Dampf von höherer Spannung etwa von 1 Atmosphäre und mehr bestrebt ist, die durch Kondensation an der Heizfläche entstandene Spannungsverminderung schnell auszugleichen und an die Fläche strömt, ist der schwach gespannte Dampf hierzu nur wenig geneigt, er ruht viel träger im Heizraum und man saugt ihn oft durch die sogenannten Ammoniakrohre an, um ihn schneller an die Heizfläche zu führen.

Alle diese verschiedenen Umstände bewirken, daß die Transmissions-Koeffizienten bei jedem Apparat für jeden Körper andere sind, und es fehlen für sie zurzeit auch hinreichend genaue und umfassende Bestimmungen an Betriebs-Apparaten. Gelegentliche Beobachtungen, an Apparaten im Betriebe gemacht, sind selten ganz zuverlässig, weil die Instrumente (Thermometer, Vakuummeter, seltener die Spindeln) oft nicht ganz richtig zeigen[1]) und weil der jeweilige

[1]) Zeitschrift f. angewandte Chemie, 5. Dez. 1899.

Einfluß der Inkrustation unbekannt bleibt. Wenn wir nun doch die aus einer Anzahl solcher Beobachtungen bestimmten Transmissions-Koeffizienten hier angeben, so geschieht es der Not gehorchend mit aller Reserve und nur zu dem Zweck, um eine ungefähre Vorstellung zu bilden.

Aus Versuchen von Dr. H. Claassen an einem Triple-Effet einer Zuckerfabrik (Zeitschrift des Ver. f. Rübenzucker-Industrie 1893, März) und aus anderen in solchen Fabriken gemachten Aufzeichnungen würden sich bei Zuckersäften die Transmissions-Koeffizienten k zu einander etwa verhalten:

	I.	II.	III.	IV.
des Double-Effet:	1 :	0,66 :	—	—
des Triple-Effet:	1 :	0,70 :	0,33	—
des Quadruple-Effet:	1 :	0,91 :	0,75 :	0,55

Ferner können folgende Beobachtungen des Verhältnisses der Werte k in den einzelnen Körpern mitgeteilt werden:

		I.	II.	III.
Double-Effet:	Salzsole	1 :	0,32	—
	„	1 :	0,43	—
	„	1 :	0,565	—
	Borax	1 :	0,48	—
Triple-Effet:	Salzsole	1 :	0,58	: 0,34
	Farbsalz	1 :	0,84	: 0,26
	Alk. Lauge	1 :	0,85	: 0,375
	andere „	1 :	0,766 :	0,468

Wären die erstgenannten Zahlen für mittlere Verhältnisse und Zuckerlösungen einigermaßen zuverlässig, und wollte man, daß die Temperatur-Differenz in allen Körpern dieselbe sein soll, so würden ihre Heizflächen sich verhalten müssen (Gleichung 104)

im Double-Effet wie $1 : \frac{1{,}045}{0{,}66} = 1 : 1{,}58$

im Triple-Effet wie $1 : \frac{1{,}0075}{0{,}70} : \frac{1{,}138}{0{,}33} = 1 : 1{,}44 : 3{,}414$

im Quadruple-Effet wie $1 : \frac{1{,}0055}{0{,}91} : \frac{1{,}109}{0{,}75} : \frac{1{,}196}{0{,}55} = 1 : 1{,}105 : 1{,}48 : 2{,}175.$

Wünscht man aber, daß die Heizflächen aller Körper einander gleich sein sollen, so würden sich die Temperatur-Differenzen (das Temperaturgefälle) so zu einander verhalten müssen, wie wir es eben für die Heizflächen ausgerechnet haben.

Beispiel. Wäre die gesamte zur Verfügung stehende Temperatur-Differenz = 50°, so würden sich auf die einfachste Weise auf Grund der oben angeführten Verhältnisse für die Apparate mit gleichen Heizflächen folgende Temperatur-Differenzen für jeden Körper ergeben:

	I.	II.	III.	IV. Körper
im Double-Effet	19,3°	30,7°	—	—
im Triple-Effet	8,55°	12,31°	29,18°	—
im Quadruple-Effet	8,68°	9,59°	11,845°	18,88°

Da dickere, trägere Flüssigkeiten, wie sie in den späteren Körpern, und besonders im letzten Körper immer vorhanden sind, erst durch größere Temperatur-Differenzen zu lebhafterem Wallen und damit zu schnellerer Wärme-Aufnahme zu bringen sind, so ist es im Interesse einer größeren Wirkung der letzten Heizflächen, und damit auch der ersteren entschieden vorteilhafter, nicht die Heizflächen wohl aber die Temperatur-Differenzen in diesen Körpern zu vergrößern. Es ist durchaus vorzuziehen, die späteren Körper höchstens ebenso groß wie den ersten anzuordnen, vielleicht sogar sie etwas zu verkleinern. Keinesfalls aber soll man die Heizflächen der letzten Körper größer als die der ersten Körper wählen, wenn nicht besondere Gründe dafür vorliegen.

Der Bequemlichkeit der Fabrikation und der Aufstellung wegen mag man zunächst alle Körper gleich groß machen, dann aber muß man zum ersten Körper soviel Heizfläche hinzutun, als nötig ist, um den etwa kalt eintretenden Saft auf die Temperatur dieses Körpers zu bringen. Wenn Extradampf einem oder mehreren Körpern soll entzogen werden, so muß man diesem Körper soviel mehr Heizfläche geben, als für die Erzeugung des Extradampfes nötig ist, und dann muß man die entsprechende Vergrößerung auch den vorhergehenden Körpern hinzufügen.

Beispiel. Aus 1250 Liter Saft (wir nehmen an, dies sei = 1250 kg) sollen 1000 Liter Wasser in einem Quadruple-Effet-Apparat verdampft werden. Die ursprüngliche Temperatur des Saftes ist 30° unterhalb der Siedetemperatur des ersten Körpers. Es sollen aus dem ersten und aus dem zweiten Körper je 100 kg Extradampf abgezogen werden.

Um 1250 kg Saft, dessen spez. Wärme = 1 sei, um 30° zu erwärmen, muß man ihm im ersten Körper ($1250 \cdot 30 = 37500$ Kal.), d. h. ebensoviel Kalorien zuführen, als wenn man $\frac{37500}{540} = 70$ kg Wasser zu verdampfen hätte.

Ferner sollen aus dem ersten Körper 100 kg Extradampf abgenommen werden, welche ihm also gleichfalls zugeführt werden müssen.

Wenn der zweite Körper auch noch 100 kg Extradampf hergeben

soll, so müssen dazu nach Tabelle 17 (Double-Effet, Eindickung bis auf 1/4) im ersten Körper $\frac{100}{1{,}042} = 96{,}96$ kg Dampf entwickelt werden.

Durch Extradampf und durch die dazu notwendige Verdampfung werden dem Saft $100 + 100 + 96{,}96 = 296{,}96$ kg Wasser entzogen, und es bleiben $1250 - 296{,}96 = 953{,}04$ kg Saft resp. $1000 - 296{,}96 = 703{,}04$ kg Wasser regelmäßig im Quadruple-Effet zu verdampfen.

Dies leisten die einzelnen Körper nach Tabelle 17 (Seite 91) im Verhältnis von:

$$1 : 1{,}16 : 1{,}215 : 1{,}375 \text{ (zusammen} = 4{,}75).$$

Da in diesem Fall: $\frac{703{,}04}{4{,}75} = 148$ ist, so müssen die einzelnen Körper leisten:

I.	II.	III.	IV.	
148 :	171,68 :	179,82 :	203,54.	(Zus. = 703,04 kg).

Die wirkliche Dampf-Produktion ist also:

für Safterwärmung:	70	—	—	—	kg
für Extradampf:	100	—	—	—	„
für Extradampf:	96,96	100		—	„
regelmäßig:	148	171,68	179,82	203,54	„
zusammen:	414,96	271,68	179,82	203,54	kg

= Zus.: 1070,00 kg

Die Selbstverdampfung beträgt im II. Körper der Quadruple-Effet für 100 Liter Saft $s_2 = 1{,}77$ kg (Seite 95),

also hier für 100 Kilo Extradampf: $\frac{100 \cdot 1{,}77}{75} = 2{,}36$ kg

Beim Quadruple-Effet (regelmäßig) beträgt sie für 100 Liter Saft (Seite 95):

$$s_2 = 1{,}77 \quad s_3 = 1{,}46 \quad s_4 = 2{,}35$$

also hier für 953,04 kg Saft:

$$s_2 = 953{,}04 \cdot 1{,}77 = 16{,}86 \qquad s_3 = 953{,}04 \cdot 1{,}46 = 13{,}91$$
$$s_4 = 953{,}04 \cdot 2{,}35 = 21{,}39.$$

Die durch die Heizfläche zu bewirkende Verdampfung ist daher:

$$414{,}96 - 252{,}46 - 165{,}91 - 182{,}15 \text{ kg}.$$

Wenn wir nun, um bei den späteren Körpern größere Temperatur-Differenzen zu erzielen, wie wir es ja auch bei der Erforschung des Koeffizienten k aus den Versuchen getan haben, annehmen, daß 1 qm Heizfläche in jedem Körper fast dasselbe leistet, derart, daß die späteren Körper die ihnen aufgebürdete Mehrleistung, welche in der Natur der Sache liegt, auf Grund ihres größeren Temperaturgefälles übernehmen können, so tun wir recht daran. Die effektive Leistung ist allerdings bei verschiedenen Apparaten nach Konstruktion und Umständen verschieden. Setzen wir für den vorliegenden Fall voraus, daß jeder Quadratmeter Heizfläche in 1 Stunde 20 kg Dampf entwickelt, so ergeben sich folgende Heizflächen:

I. Körper: für Erwärmung $\frac{70}{20}$	= 3,5	qm
für Entwicklung von 100 kg Extradampf $\frac{100}{20}$	= 5	„
für die 96,96 kg Dampf zur Produktion von Extradampf im II. Körper: $\frac{96,96}{20}$	= 4,848	„
für die regelmäßige Verdampfung im Quadruple-Effet: $\frac{148}{20}$	= 7,4	qm
I. Körper zusammen:	= 20,75	qm
II. Körper: $\frac{100}{20} + \frac{252,46}{20}$	= 12,62	„
III. Körper: $\frac{165,91}{20}$	= 8,29	„
IV. Körper: $\frac{182,15}{20}$	= 9,10	„
Zusammen	50,01	qm

Das Gewicht an Wasser, welches 1 Quadratmeter Heizfläche in Mehrkörper-Verdampf-Apparaten in 1 Stunde verdampft, kann allgemein gültig nicht angegeben werden, da es aus all den aufgeführten Gründen, die sich nicht gut in den Rechnungen zum Ausdruck bringen lassen, sehr verschieden ist. Man muß sich darauf beschränken, Zahlen aus der Erfahrung zu nehmen. Von Flüssigkeiten, die der Verdampfung keine Schwierigkeiten bereiten, verdampfen gewöhnliche stehende Verdampf-Apparate mit messingenen Heizrohren von 1000 und mehr Millimeter Länge:

im Einzelkörper: 70—80 Liter Wasser pro 1 Stunde und 1 qm
im Double-Effett: 30—36 „ „ „ „ „ „ „ „
im Triple-Effet: 20—25 „ „ „ „ „ „ „ „
im Quadruple-Effet: 18—21 „ „ „ „ „ „ „ „

Dieselben Apparate mit niederem Saftstand etwa 10 % mehr
Apparate mit weiten horizontalen Heizrohren ebenso.
Apparate mit engen horizontalen Heizrohren etwa 15 % mehr
Eiserne Heizrohre setzen die Leistung um 10—15 % herab besonders wegen ihrer stärkeren Inkrustation.

Riesel-Apparate leisten nicht mehr als solche mit niederem Saftstand.

Manche Stoffe verdampfen sehr schwer, und dann ist die Leistung von 1 qm Heizfläche auch sehr viel geringer.

XIV. Von dem Druck, den Dampf- und Luftströme auf frei schwebende Wassertropfen ausüben [1]).

Von verdampfenden Flüssigkeiten werden stets größere oder geringere Mengen, besonders auch viele Tropfen über die wallende Oberfläche geschleudert. Der mit den Tropfen zugleich aufsteigende Dampfstrom übt dann auf diese einen treibenden, hebenden oder hemmenden Druck aus, derart, daß sie bisweilen sehr hoch in den Kochgefäßen aufsteigen, ja ganz aus diesen springen und zu Verlusten Anlaß geben, die man vermeiden möchte.

Oft, besonders in den Kondensatoren und Kühl-Apparaten bildet man absichtlich fein verteilte strahlen- oder tropfenförmige Flüssigkeitsteile, auf welche dann die absichtlich oder naturgemäß enstehenden Dampf- oder Gasströme bewegenden Einfluß ausüben.

Um die Apparate in dieser Richtung zweckmäßig anzuordnen, muß man die Art dieser Einflüsse kennen.

Da nun die Wirkung eines Dampfstromes auf Tropfen bedingt wird durch den Druck, den er auf diese ausübt, und weil dieser Druck von der Geschwindigkeit und der Dichte des Luft- und Dampfstromes abhängt, so wollen wir versuchen, im folgenden die Wirkung von Gas und Dampf verschiedener Dichte, Geschwindigkeit und Richtung auf Tropfen verschiedener Größe festzustellen.

Wir müssen dabei allerdings betonen, daß mangels bekanntgewordener exakter Versuche mit sphärischen Körpern die folgenden Betrachtungen sich nur auf einige fremde, nicht ganz die vorliegen-

---

Anmerkung. G. Eiffel [1]) berichtet (Paris bei L. Maretheux) über Versuche, die zur Bestimmung des Luftdruckes auf ebene Flächen von je 0,125 qm am Eiffelturm in Paris angestellt wurden und die Gleichung

$$D = \varphi \,.\, Q \,.\, v^2$$

ergaben, in der φ einen Koeffizienten bedeutet, der bei den beobachteten Geschwindigkeiten von $v = 19$ bis 40 m sich fast konstant und in guter Übereinstimmung mit dem von A. Frank [2]) gefundenen zeigte

G. Eiffel =	Kreis $\varphi = 0{,}071$	Quadrat $\varphi = 0.0716$	Rechteck 0,5 . 0,25	$\varphi = 0.0732$
A. Frank [2]) =	„ $\varphi = 0{,}0691$	„ $\varphi = 0{,}0726$	„ 0.3 . 0.82	$\varphi = 0{,}082$.

[1]) Z. d. V. d. Ing. 1908. S. 463. [2]) 1906. S. 593.

den Umstände betreffenden Versuche (Grashof, Theoretische Maschinenlehre, Bd. I) und eigene unvollkommene Beobachtungen stützen und daher nur als Versuch angesehen werden können.

Der Druck, den ein unbegrenzter Dampfstrom, dessen Geschwindigkeit nicht größer als 10 m ist, auf eine ebene zu seiner Richtung vertikale Fläche von 0,1 bis 4 qm ausübt, ist:

$$D = \psi \cdot \gamma_\iota \cdot Q \cdot \frac{v^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (105)$$

worin bedeutet: D = den Druck in kg,
Q = die ebene Fläche in qm,
γ_ι = das Gewicht von 1 cbm Luft in kg,
v = die relative Geschwindigkeit zwischen Luft und Ebene in Metern,
g = die Beschleunigung der Schwere = 9,81,
ψ = einen Zahlen-Koeffizienten.

Dieser Zahlen-Koeffizient ist nach Grashof abhängig von der Größe der Fläche, und zwar ist:

für Flächen von Q = 0,1 —0,25—0,5 —1 —2 —4 qm
ψ = 1,86—2,04—2,18—2,34—2,51—2,69.

Das sind dieselben Werte, die auch für den Druck bewegten Wassers auf ebene Flächen gelten.

Für Kugeln von 100—200 mm Drm., die sich im Wasser bewegen, ist nach Piobert, Hutton, Borda, (Grashof) im Mittel:

$$\psi = 0{,}54 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (106)$$

Nach Versuchen von Didion mit Geschützkugeln von 120 bis 150 mm Drm. die sehr schnell die Luft durcheilen, ist:

$$\psi = 0{,}43\,(1 + 0{,}0023 \cdot v) \quad . \quad . \quad . \quad (107)$$

was für Geschwindigkeiten von 10—50 m im Mittel ergeben würde ψ = 0,4597.

Erwägend, daß ψ mit abnehmender Fläche gleichfalls abnimmt, daher für ebene Flächen, die kleiner als 0,1 qm sind, noch erheblich kleiner, als 1,86 ausfallen wird, und ferner bedenkend, daß dieser Koeffizient für Wasser und Luft erfahrungsmäßig sehr wenig voneinander abweicht, wählen wir zur Bestimmung des Druckes, den Luft auf Wassertropfen von 0,25 —10 mm Drm. ausübt, für ψ den Wert 0,6, indem wir der Ansicht sind, daß diese Zahl schon eine erhebliche Sicherheit enthält.

Der Druck der Luft auf schwebende Tropfen wäre demnach:

$$D = 0{,}6\,\gamma_l \,.\, Q \,.\, \frac{v^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (108)$$

$$v = \sqrt{\frac{D \,.\, 2 \,.\, g}{0{,}6 \,.\, \gamma_l \,.\, Q}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (109)$$

Wir nehmen im folgenden an, daß diese Gleichungen ebenfalls für solche Gase und Dämpfe gelten, die schwerer oder leichter als Luft sind, wenn für γ_l das Gewicht dieser Gase eingesetzt wird, obgleich wir aus mehreren bekannten Tatsachen glauben den Schluß ziehen zu müssen, daß in Wirklichkeit die Drucke der Dampfströme auf Tropfen kleiner als die nach den Gleichungen (108) und (109) ausgerechneten sind.

Ein Flüssigkeitstropfen ist kugelförmig, wenn Kräfte auf ihn gleichmäßig wirken; aber wenn ungleiche Drucke auf ihn ausgeübt werden, wie es durch einseitige Luft- und Dampfströme geschieht, so wird er auf der Druckseite abgeplattet werden, auch wird sein Durchmesser dadurch etwas wachsen können. Diese Umstände, die sich der einfachen mathematischen Rechnung entziehen, müssen wir vernachlässigen, jedoch in Betracht nehmen, daß sie den Druck auf den Tropfen vergrößern, d. h. daß schon eine geringere Geschwindigkeit dazu gehört, den Druck auf den Tropfen gleich einem aliquoten Teil seines Gewichtes zu machen.

Nach der Gleichung (109) ist die Tabelle 23 berechnet, in der die Geschwindigkeiten angegeben sind, welche Ströme von Kohlensäure, Luft und Dampf von 100^0—10^0 haben müssen, um auf Tropfen von 0,1—10 mm Drm. Drucke auszuüben gleich deren einfachem und doppeltem Gewicht. Handelt es sich um Tropfen von Flüssigkeiten, die leichter oder schwerer als Wasser sind, so müssen diese Geschwindigkeiten kleiner oder größer sein und lassen sich in jedem Fall durch die Gleichung (108) berechnen, wenn man für D das Gewicht der Tropfen der betreffenden Flüssigkeit setzt.

Die Tabelle 23 ist mit Vorsicht zu gebrauchen, denn wahrscheinlich sind die wirklich nötigen Dampfgeschwindigkeiten, um die Drucke G und $2\,G$ zu erzeugen, größer als die Tabelle 23 angibt; aber dennoch ersieht man aus ihr zwei Dinge:

1. Je kleiner der Wassertropfen, desto kleiner ist auch die Dampfgeschwindigkeit, die einen seinem Gewicht gleichen Druck auf ihn ausübt.

Tabelle 23.

Geschwindigkeiten der Ströme von Kohlensäure, Luft und Dampf von 0,1—10 mm Drm. Drucke ausüben, die gleich sind dem

Tropfen-Durchmesser in mm	0,10	0,25	0,50
„ -Inhalt in cbmm	0,0005233	0,00819	0,0655
„ -Querschnitt Q in qmm . . .	0,00785.	0,049	0,196
Verhältnis: $\frac{\text{Gewicht}}{\text{Fläche}} = \frac{G \text{ in Kilo}}{Q \text{ in qm}}$ . .	0,0666	0,168	0,334
$\frac{P}{Q}\frac{2 \cdot g}{0,6} =$	2,1778	5,493	10,922

			Gas- und Dampf-Geschwindigkeit, wenn ihr Druck		
Kohlensäure	0° $\gamma = 1,873$	1 Atm. abs.	1,04	1,66	2,35
Luft von	15° $\gamma = 1,225$	„	1,33	2,11	2,98
Dampf von	100° $\gamma = 0,6059$	„	1,89	3	4,24
		Vakuum			
„ „	90° $\gamma = 0,42829$	235 mm	2,25	3,6	5,01
„ „	80° $\gamma = 0,29582$	406 „	2,71	4,3	6,07
„ „	70° $\gamma = 0,19928$	527 „	3,3	5,2	7,4
„ „	60° $\gamma = 0,13114$	612 „	4,08	6,44	9,1
„ „	50° $\gamma = 0,08336$	668 „	5,19	8,1	11,4
„ „	45° $\gamma = 0,06576$	689 „	5,74	9,1	12,8
„ „	40° $\gamma = 0,05119$	706 „	6,5	10,3	14,59
„ „	35° $\gamma = 0,03975$	720 „	7,4	11,74	16,55
„ „	30° $\gamma = 0,03086$	729 „	8,4	12	18,8
„ „	25° $\gamma = 0,02320$	737 „	9,6	15,36	21,7
„ „	20° $\gamma = 0,01753$	743 „	11,1	17,69	24,96
„ „	15° $\gamma = 0,01319$	747 „	12,8	20,4	28,70
„ „	10° $\gamma = 0,00951$	754 „	15,1	24	33,5

			Gas- und Dampf-Geschwindigkeit, wenn ihr Druck		
Dampf	100°	1 Atm. abs.	2,67	4,2	6
		Vakuum			
„	90°	235 mm	3,18	5,1	7,14
„	80°	406 „	3,82	6,1	8,6
„	70°	527 „	4,68	7,4	10,4
„	60°	612 „	5,70	9,1	12,9
„	50°	668 „	7,35	11,4	16,18
„	45°	669 „	8,12	12,9	18,2
„	40°	706 „	9,2	14,6	20,6
„	35°	720 „	10,4	16,6	23,4
„	30°	729 „	11,8	17,0	26,60
„	25°	737 „	13,7	21,7	30,61
„	20°	743 „	15,78	25	35,7
„	15°	747 „	18,16	28,8	40,8
„	10°	751 „	21,35	32,5	48

Tabelle 23.

verschiedener Spannung, bei denen diese Stoffe auf Wassertropfen einfachen und dem doppelten Gewicht der Tropfen.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0,525	4,2	14,15	33,6	65,4	113	179	271	382	525
0,785	3,14	7,1	12,6	19,6	28,3	38,5	50,2	63,6	78,5
0,668	1,337	2,0	2,666	3,336	4,65	4,0	5,4	6,0	6,688
21,844	43,71	65,4	87,17	109,08	130,8	152,05	176,58	196,2	218,69

gleich dem einfachen Tropfengewicht sein soll:

3,31	4,69	5,74	6,63	7,41	8,12	8,77	9,38	9,95	10,5
4,22	5,95	7,3	8,42	9,43	10,3	11,1	11,9	12,6	13,3
6	8,48	10,3	12	13,4	14,66	15,84	17	18	19
7,14	10,09	12,3	14,14	15,96	17,46	18,84	20,2	21,4	22,5
8,6	12,12	14,8	17,18	19,2	21	22,67	24,4	25,7	27,2
10,4	14,78	18,1	20,9	23,4	25,6	27,63	29,6	31,3	33,1
12,9	18,24	22,3	25,8	28,86	31,57	34	36,8	38,4	40.8
16,18	22,89	28	32,2	36	39	42,7	46	48,5	51,2
18,2	25,80	31,6	36,3	40,8	44	48,1	51,6	54,2	57,7
20,6	29,2	35,5	42	46,2	50,5	54,5	59,7	62	65,4
23,4	33,5	40,5	47	52,4	57,2	61,85	66,70	70.2	74,2
26,6	38	46	53,2	59,5	65	70,2	75,7	79,7	84,2
30,61	43,2	53,2	61,2	69,1	75	80,95	87,5	91,8	97,1
35,7	50	61,1	70,6	78,9	86,5	93,3	100	105,8	112
40,8	57,8	70	81,5	91	99,5	107,2	114	121,8	128
48,0	68	83	96	106,7	117	126,4	136	143,5	155

gleich dem doppelten Tropfengewicht sein soll:

8,48	12	14,6	16,97	18,97	20,76	22,38	24,1	25,4	26,8
10,09	14,14	17,4	20,2	22,58	24,7	26,64	28,7	30,2	32
12,12	17,18	21	24,08	27,1	29,7	32	34,2	36,4	38,4
14,78	20,9	25,6	29,59	33	36,8	39	42	43,4	47,2
18,24	25,8	31,6	36,4	40,08	44,8	48,1	52	54,3	57,7
22,9	32,2	39,2	45,6	51,1	54,6	60,4	65	68.5	72,4
25,7	36,3	44,7	51,6	57,7	63	68	73,2	77,5	81,6
29,2	42	50,5	58,5	65,3	71,8	77	83,9	87,5	92,4
33	47	57.3	66,6	74	81	87,5	94,2	99,5	104,8
37,4	53,2	65,2	75,4	84	92	99,75	107	112.6	118,7
43,3	61,2	75,3	86,7	97	106	114,4	123	130	137,0
50	70,6	86,5	100	111	122	131,9	141	149,6	158
57,5	81,5	99	114,8	128	140	151,6	163	172,3	182
67,5	96	117	135,6	151	165	178,8	193	203	220

2. Je kleiner die Spannung der Luft oder des Dampfes, um so größer muß die Geschwindigkeit sein, die einen dem Tropfengewicht gleichen Druck auf ihn ausübt.

Oder: Mit der zunehmenden Spannung und Geschwindigkeit der Dampf- und Luftströme wächst die Gefahr, daß schwebende Tropfen von ihnen mitgerissen werden.

Das Volumen des Dampfes und also seine Geschwindigkeit in dem gleichen Querschnitt des Apparates nimmt ungefähr einfach proportional mit der steigenden Luftleere zu (d. h. ungefähr umgekehrt proportional dem absoluten Druck). Der Druck auf den Tropfen aber und damit die Gefahr für sein Mitgehen mit dem Dampf nimmt mit dem Quadrat dieser Geschwindigkeit zu.

Aus dieser Erkenntnis muß man den Schluß ziehen, daß die Querschnitte der Apparate, in denen schwebende Wassertropfen von entgegenkommenden Dampfströmen nicht mitgerissen werden sollen, stets für die größte zu erwartende Luftleere (d. h. für den kleinsten zu erwartenden absoluten Druck) bestimmt werden müssen.

XV. Von den Wegen schwebender Wassertropfen, auf die Dampfströme drücken.

A. Vertikaler Dampfstrom auf fallende Tropfen.

Wir wollen nun zunächst untersuchen, welchen nach oben gerichteten Druck Dampfströme auf fallende Tropfen ausüben dürfen, ohne diese nach oben mitzuführen.

Wenn ein Tropfen sich von einem festen Punkt im luftleeren Raum loslöst und fällt, so findet man seine Geschwindigkeit v nach der Fallzeit t und den zurückgelegten Weg h aus den bekannten Gleichungen:

$$v = gt = \sqrt{2gh}, \quad h = \frac{g}{2}t^2 = \frac{v^2}{2g}, \quad t = \frac{v}{g} = \sqrt{\frac{2h}{g}} \qquad (110)$$

in denen g die Attraktion der Erde $= 9{,}81$ und h die Fallhöhe in Metern bedeutet.

Dadurch, daß die Erdattraktion dem Tropfen im ersten Moment eine ganz kleine Geschwindigkeit erteilt, und im zweiten, dritten und vierten Moment dieser ersten kleinen Geschwindigkeit eine zweite,

dritte und vierte ebensolche kleine Geschwindigkeit hinzufügt, die sich zu der ersten addiert, nimmt die Gesamtgeschwindigkeit des Tropfens gleichmäßig zu und erreicht nach einer Sekunde 9,81 m, nach der zweiten Sekunde $2 \cdot 9{,}81 = 19{,}62$ m etc.

Die nach der ersten Sekunde erreichte Fallgeschwindigkeit nennt man die Beschleunigung der Schwere und bezeichnet sie mit dem Buchstaben g; $g = 9{,}81$ m.

Jeder auf einen Tropfen in irgend einer anderen Richtung ausgeübte konstante Druck erteilt ihm natürlich auch eine beschleunigte Bewegung in dieser Richtung, und diese Beschleunigung ist direkt proportional dem Druck, weil die Masse des Tropfens die gleiche bleibt. Ist der konstante Gas- oder Dampfdruck gleich dem Gewicht des Tropfens, so ist die Beschleunigung, die er dem Tropfen in seiner Wirkungsrichtung erteilt, auch gleich der Beschleunigung der Schwere $= g = 9{,}81$ m. Ein Druck auf den Tropfen, der x mal so groß als sein Gewicht ist, erteilt ihm auch in seiner Richtung eine x mal so große Beschleunigung als die Schwere.

Kennt man also den Druck, den ein Luft- oder Dampfstrom auf einen Tropfen ausübt, so kennt man auch die Beschleunigung, die dieser Druck ihm erteilt. Ist das Gewicht des Tropfens $= G$, und der Druck $= D$, so ist die Beschleunigung g_1 durch den Druck

$$g_1 = \frac{D}{G} \cdot g$$

Nachdem dies klar gestellt ist, wollen wir nun die Bewegung der Tropfen verfolgen, wenn in ihrer oder gegen ihre Bewegungsrichtung oder in einem Winkel zu dieser Luft- und Dampfströme eilen, die bekannte Drucke auf sie ausüben.

Wir wählen für diese Betrachtung diejenigen Fälle, welche bei Verdampf-Apparaten und Kondensatoren vorkommen können, um aus den gewonnenen Resultaten Unterlagen für die Abmessungen dieser Apparate zu gewinnen.

Fällt ein Tropfen lotrecht in einen senkrecht aufsteigenden, gleichmäßigen Dampfstrom, dessen Druck auf den Tropfen kleiner als das Tropfengewicht ist, so geschieht der Fall mit zunehmender Geschwindigkeit aber abnehmender Beschleunigung so lange, bis die Summe der Geschwindigkeiten des Dampfes v_d und des Tropfens v_t einen Druck auf den Tropfen entstehen läßt, der gleich seinem Gewicht ist. Die Summe der beiden Geschwindigkeiten $v_d + v_t = v$

ist aus der Gleichung (109) zu berechnen und aus der Tabelle 23 für Dampf von bekannter Spannung und Geschwindigkeit zu ersehen. Hieraus folgt ohne weiteres die Geschwindigkeit des Tropfens allein für diesen Moment durch Subtraktion $v_t = v - v_d$, so daß dann v_d und v_t bekannt sind.

Die Fallhöhe des Tropfens für den Moment, in dem der Gegendruck gleich seinem Gewicht ist, ergibt sich aus der Gleichung $v_t = \sqrt{2 g_1 h}$, in der g_1 variabel ist.

Ist der Dampfdruck auf den Tropfen oben D, unten G, so ändert sich g_1 beim Fallen

$$\text{von } g_1 = \frac{G-D}{G} g \text{ bis } g_1 = 0$$

und zwar nach einer Funktion von v. Obgleich es nicht genau zutrifft, erhält man doch eine ziemlich richtige Vorstellung, wenn man annimmt, es sei im Mittel $g_1 = \frac{G-D}{2 \cdot G} g$, woraus sich ergibt, daß die Höhe h, die der Tropfen durchfallen haben muß, bis er seine größte Geschwindigkeit erreicht hat, etwa ist:

$$h = \frac{v_t^2}{\frac{G-D}{G} \cdot g} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (111)$$

Ist der Tropfen so weit gefallen, so müßte er in dem gleichmäßigen Dampfstrom theoretisch mit gleichmäßiger Geschwindigkeit ohne Beschleunigung weiter fallen; allerdings wird in Wirklichkeit die Reibung diese Geschwindigkeit beeinflussen.

Hat der dem Tropfen von unten entgegenströmende Dampf nicht eine gleichmäßige Geschwindigkeit, sondern ist diese unten groß und oben im Fallpunkt des Tropfens $= 0$, also nach oben hin abnehmend, so hängt die Höhe, bis zu welcher der Tropfen gefallen sein muß, um seine größte Geschwindigkeit zu erreichen, von dem Gesetz ab, nach dem die Dampfgeschwindigkeit abnimmt, und von der Länge des Weges, auf dem die Abnahme stattfindet.

Bei den Gegenstrom-Kondensatoren ist dieser Weg gleich der Höhe des Kondensators vom Dampfeintritt bis zur Einspritzwasserverteilung. Die Abnahme der Geschwindigkeit findet ungleichmäßig unten langsamer als oben statt und folgt ungefähr dem in Abschnitt 1 erörterten Gesetz. Aber alle beeinflussenden Faktoren könnten in die Rechnung nur hypothetisch eingeführt werden, und

daher unterlassen wir letztere, besonders, da deren Ergebnisse praktisch nicht sehr wichtig sind. Die Abweichung von der Wahrheit ist nicht sehr groß, wenn wir uns vorstellen, die Fallhöhe des Tropfens bis zu seiner größten Geschwindigkeit sei $h = \frac{v_t^2}{g}$.

Der Tropfen fällt mit zunehmender Geschwindigkeit in den entgegenströmenden Dampf und erreicht seine größte Geschwindigkeit da, wo der Gegendruck gleich seinem Gewicht ist; dann wird seine Bewegung mehr und mehr verlangsamt, so lange, bis er den Punkt erreicht hat, an dem der Gegendruck des Dampfes D allein das doppelte Tropfengewicht ausübt, d. h. wo $D = 2\,G$ ist. Bei gleichmäßig zunehmender Dampfgeschwindigkeit würde dies in der Höhe $2\,h$ von oben stattfinden. Hier wird seine Geschwindigkeit $= 0$, aber sofort hebt ihn der Dampfdruck wieder nach oben. Seine Geschwindigkeit nach oben nimmt wieder zu, und er pendelt schließlich um den Punkt, an dem der Dampfdruck allein gleich seinem Gewicht ist. Hier könnte er ruhen.

Wenn auch diese Schilderung des Vorganges wohl nicht ganz der Wirklichkeit entsprechen wird, weil die Dampf- und Tropfengeschwindigkeiten im Gegenstrom-Kondensator in einem komplizierten Verhältnis zu einander stehen und die Kondensation, die Reibung und die vielen anderen Tropfen die Bewegungen sehr beeinflussen, so gibt sie doch ein ungefähres Bild von der Bewegung der Tropfen, und sie gestattet, zwei wichtige Schlüsse zu ziehen.

1. Die Kondensation im Gegenstrom-Kondensator muß stets so geführt sein, daß aller Dampf spätestens an der Wasserverteilungsstelle verflüssigt ist; denn ist hier noch Dampf vorhanden, so gibt es hier noch Dampfströmungen und die Möglichkeit, daß Tropfen aus dem Kondensator fortgeführt werden.

2. Die Geschwindigkeit, mit welcher der Dampf in den Gegenstrom-Kondensator (ohne Stufen) eintritt, darf nie so groß sein, daß sie einen Druck gleich dem doppelten Gewicht der Wassertropfen erzeugen kann. Hat der Kondensator mehrere Stufen, so darf die Dampfgeschwindigkeit nur einen Druck erzeugen, der etwas größer als das einfache Tropfengewicht ist.

In dem Gleichstrom-Kondensator tritt der Dampfstrom oben zugleich mit den fallenden Wassertropfen ein und folgt deren

Wegen; er übt daher einen Druck auf diese aus, wenn er schneller strömt als die Tropfen fallen, was fast immer zutrifft; folglich fallen die Tropfen schneller, sie erreichen schneller den unteren Teil des Kondensators, ihre Fallzeit ist geringer als beim freien Fall.

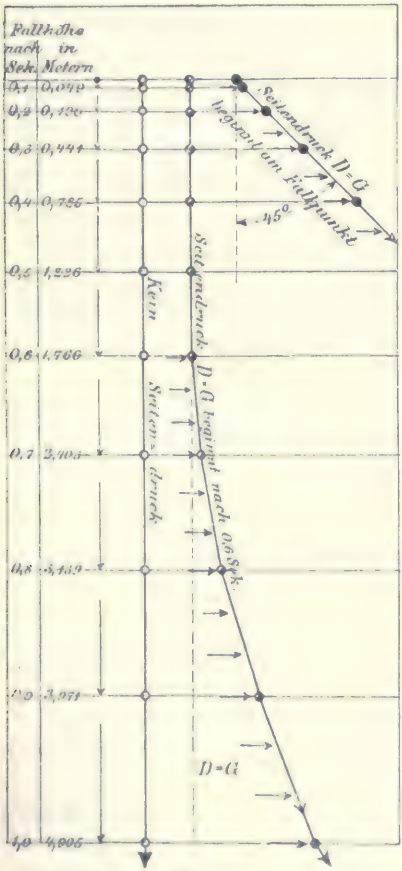


Fig. 14.

Da die Dampfgeschwindigkeit nach unten bis auf 0 abnimmt, die Fallgeschwindigkeit des Tropfens nach unten aber zunimmt, so ist die beschleunigende Wirkung dieses Stromes nicht sehr groß. Sie wird selten die Tropfengeschwindigkeit um mehr als $^1/_4$ vergrößern.

Die in allen Kondensatoren vorhandenen Wasserstrahlen und Schleier werden sehr viel weniger durch die Dampfströme beeinflußt, es sei denn, daß diese Ströme sie seitlich treffen.

B. Horizontaler oder geneigter Dampfstrom trifft auf fallende Tropfen.

Wenn ein Luft- oder Dampfstrom in horizontaler Richtung auf einen vertikal fallenden Tropfen stößt, so wird dieser von seinem vertikalen Wege abgelenkt; beginnt der seitliche Druck auf den Tropfen mit dem Moment seines Falles, und ist er gleich seinem Gewicht, so fällt der Tropfen unter einem Winkel von 45° gegen den Horizont, denn die horizontale Beschleunigung ist gleich der vertikalen. Bei geringerem Druck ist der Winkel ein stumpfer, bei größerem ein spitzer.

Ist der horizontale Druck mehrmals so groß als das Tropfengewicht, so kann die Fallrichtung sich sehr der Horizontalen nähern,

niemals aber kann sie sich über den Horizont nach oben erheben, weil die Kräfte nur seitlich und nach unten und gar nicht nach oben hin wirken.

Sollte der Tropfen schon ein Stück vertikal gefallen sein, ehe ihn der Seitenstrom trifft, so ist die seitliche Ablenkung erheblich kleiner, weil nun in gleichen Zeiten die vertikale Geschwindigkeit größer als die seitliche ist. Die Gefahr, daß der Tropfen vom Seitenstrom mitgenommen wird, ist damit geringer. Man sieht aus der beigegebenen Figur 14 die Verhältnisse deutlicher, als sie durch viele Worte klar zu machen sind.

Ist die Dampfstromrichtung unter dem Winkel α gegen die Horizontale nach oben gerichtet, so werden die Wassertropfen doch dann noch unter der Horizontalen abfallen, wenn der Druck des Seitenstromes D kleiner als $\frac{G}{\sin \alpha}$ ist.

Ist D kleiner als G, so kann der Tropfen bei keinem Winkel nach oben getrieben werden, er fällt immer nach unten ab.

Ist der Seitendruck D gleich dem Tropfengewicht G, so fällt der Tropfen stets nach unten, wenn $\alpha < 90^0$ ist. Bei $\alpha = 90^0$ (d. h. $\sin \alpha = 1$) wird der Tropfen gerade an seinem Platz gehalten.

Ist D größer als G, so tritt die Gefahr, daß der Tropfen nach oben gerissen wird, schon bei kleinen Werten von α ein, und zwar darf für den Fall, daß $D = 1{,}25 - 1{,}5 - 2{,}0$ mal so groß als G ist, der Winkel, den der Dampfstrom gegen den Horizont nach oben bildet, nicht größer sein als:

$$\sin \alpha = \frac{1}{1{,}25} = \frac{1}{1{,}5} = \frac{1}{2}$$
$$\alpha = 53^0 \quad 41^0 \quad 30^0$$

$$D \sin \alpha = G$$
$$1{,}25\, G \sin \alpha = G$$
$$\sin \alpha = \frac{1}{1{,}25}$$

In der kleinen Tabelle 24 sind die Geschwindigkeiten von Kohlensäure-, Luft- und Dampfströmen (letztere von 100°) angegeben, bei denen die Gase unter Winkeln von 30°, 45°, 60° nach oben auf eben zu fallen beginnende Tropfen treffend, diese gerade in die Horizontale ablenken. Will man also, daß solche Ströme die Tropfen nicht nach oben mitreißen können, so darf man ihnen nur eine kleinere als die angeführte Geschwindigkeit gewähren.

Ein spezieller Fall ist der, wenn der eben von einer Kante fallende Tropfen von einem im Kreise um diese Kante gerichteten Strom getroffen wird.

Tabelle 24.

Geschwindigkeit der Gas- und Dampfströme, die unter den Winkeln von 30°—45°—60° nach oben auf schwebende Tropfen treffend diese horizontal fortführen.

		Durchmesser der Wassertropfen in mm												
		0,1	0,25	0,5	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
		Geschwindigkeit des Gas- und Dampfstroms in m												
Kohlensäure spez. Gewicht $s = 1{,}529$ $\gamma = 1{,}873$	$\alpha = 30°$	1,48	2,3	3,36	4,78	6,78	8,42	9,61	10,74	11,8	12,66	13,79	14,45	15,2
	$\alpha = 45°$	1,24	1,98	2,82	4,01	5,69	6,98	8,09	9,00	9,9	10,64	11,48	12,10	12,7
	$\alpha = 60°$	1,12	1,80	2,56	3,64	5,27	6,34	7,33	8,18	9,0	9,67	10,44	11.0	11,6
Luft $s = 1$ $\gamma = 1{,}293$	$\alpha = 30°$	1,82	2,91	4,15	5,89	8,36	10,23	11,86	13,24	14,50	15,65	16,87	17,8	18,7
	$\alpha = 45°$	1,52	2,43	3,45	4,92	6,99	8,57	9,91	11,06	12,16	13	14,10	15,0	17,4
	$\alpha = 60°$	1,39	2,22	3,16	4,44	6,39	7,83	9,06	10.11	11,12	11,95	12,90	13,62	14,8
Dampf von 100° $s = 0{,}6233$ $\gamma = 0{,}6059$	$\alpha = 30°$	2,6	4,12	5,87	8,34	11,84	14,5	16,79	18,75	20,6	21,8	23,89	25,23	26,5
	$\alpha = 45°$	2,18	3,40	4,96	7.04	10,0	12,26	14,1	15,83	17,4	18,7	90,18	21.31	22,4
	$\alpha = 60°$	1,85	1,96	4,21	5,99	8,51	10,43	11,98	13,04	14,8	15,9	17,17	18,1	19,0

Auch hier darf D nicht größer als G sein, wenn der Tropfen nicht nach oben geführt werden soll.

Da die Wege, welche die Tropfen in Apparaten zu machen haben, nie sehr weite, ihre Geschwindigkeiten aber meist große sind, so folgt, daß die Zeit, in der sich die Tropfen frei bewegen, meistens eine sehr kurze ist. Daher geschieht es oft, daß, ehe noch der Dampfdruck den Tropfen erheblich hat ablenken können, dieser sicher an seinen Bestimmungsort gekommen ist.

Die vorgenannten Fälle kommen bei trockenen Gegenstrom-Kondensatoren mit horizontalen oder geneigten Scheidewänden vor, und wir lernen aus ihnen, daß die Querschnitte zwischen den Scheidewänden so groß gewählt werden müssen, daß der durch die Geschwindigkeit des Dampfstromes auf die Tropfen ausgeübte Druck nie deren Gewicht übersteigt.

C. Vertikaler Dampfstrom trifft auf schräg abgeschleuderte Tropfen.

Bei den Heckmannschen Schaumscheidern (D. R. P. Nr. 70022) Figur 15 treten zwei andere Fälle ein. Die Tropfen werden dort nämlich von der Schaumplatte entweder horizontal oder schräg nach

unten abgeschleudert, und der Dampfstrom stößt meist von unten auf jene.

Fliegt der Tropfen horizontal von der Schaumplatte ab, so zieht ihn sein Gewicht nach unten, und daher fällt er in der Zeit t den Weg:

$$s_t = \frac{g}{2} t^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (112)$$

Der Druck des Dampfstromes von unten hebt ihn, er steigt also in derselben Zeit t um:

$$s_p = \frac{D}{G} \frac{g}{2} t^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (113)$$

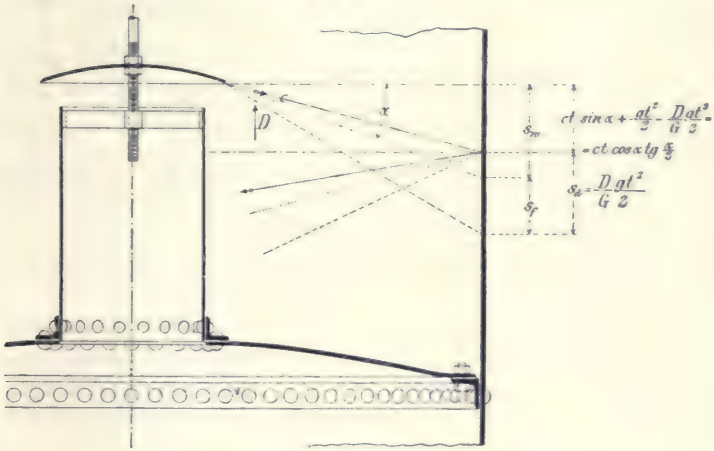


Fig. 15.

Der vertikale Weg ist also:

$$s = s_t - s_p = \frac{g}{2} t^2 - \frac{D}{G} \frac{g}{2} t^2 = \frac{g}{2} t^2 \left(1 - \frac{D}{G}\right) . \quad (114)$$

Ist $\frac{D}{G} = 1$, so ist $s = 0$, d. h. wenn der Druck nach oben gleich dem Gewicht des Tropfens ist, so geht dieser stets in horizontaler Richtung weiter ohne Abweichung nach oben oder unten; ist der Druck D größer als G, so wird der Tropfen von dem Dampfstrom nach oben mitgenommen; ist der Druck geringer, so fällt der Tropfen langsam nach unten.

Bekommt der Tropfen durch die Form der Schaumplatte eine unter dem Winkel α gegen den Horizont nach unten gerichtete Be-

wegung und die Geschwindigkeit c, während ein Dampfstrom mit dem Druck D vertikal von unten auf ihn wirkt, so macht der Tropfen durch seine Ursprungsgeschwindigkeit in der Zeit t den Weg s_w nach unten:

$$s_w = c \,.\, t \sin \alpha \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (115)$$

Durch die Erdattraktion ist sein Weg nach unten:

$$s_f = \frac{g}{2} t^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (116)$$

Durch den Dampfstrom ist sein Weg nach oben:

$$s_d = \frac{D}{G} \frac{g}{2} t^2 \,. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (117)$$

Seine Gesamtentfernung von dem Horizont ist also:

$$s = s_w + s_f - s_d = c \,.\, t \sin \alpha + \frac{g}{2} t^2 - \frac{D}{G} \frac{g}{2} t^2 \quad (118)$$

$$s = c \,.\, t \sin \alpha + \frac{g}{2} t^2 \left(1 - \frac{D}{G}\right) \quad . \quad . \quad . \quad (119)$$

Die Gleichung (119) zeigt, daß die Kurve, in der sich der Tropfen nach unten bewegt, eine Parabel ist; wir wollen aber für die nächste Betrachtung der Einfachheit wegen annehmen, daß sie eine Gerade sei, von der sie in der Tat an der betrachteten Stelle wenig abweicht.

Aus der Gleichung (119) sieht man ferner, daß, wenn der Druck des Dampfstromes D von unten kleiner als das Gewicht des Tropfens G ist, dieser unterhalb seiner Schleuderrichtung abfällt, und daß er, wenn $D = G$ ist, in der Schleuderrichtung, also im Winkel α unter dem Horizont fortfliegt.

Ist $D > G$, so wird der Tropfen oberhalb der Schleuderrichtung an die Apparatwand geworfen. Nimmt man an, daß er unter demselben Winkel, mit dem er an die Wand fiel, auch abprallt, und nun auf seinem Rückwege von dem unteren Dampfstrom in gleichem Maße nach oben gehoben wird wie beim ersten Wege, so darf dieser Rückweg nicht über der Horizontalen liegen, soll nicht der Tropfen nach oben mitgerissen werden.

Der Druck von unten darf also höchstens die Wirkung haben, den Tropfen um den halben Neigungswinkel der Platte $\left(\text{d. h. um } \frac{\alpha}{2}\right)$ zu heben.

Dann ist: $$s = c \,.\, t \cos \alpha \; tg \frac{\alpha}{2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (120)$$

und da: $s_d = s_w + s_f - s$

so folgt:

$$s_d = \frac{D}{G}\frac{g}{2}t^2 = c \,.\, t \sin\alpha + \frac{g}{2}t^2 - c \,.\, t \cos\alpha \, tg \frac{\alpha}{2} \quad (121)$$

Hieraus folgt das Verhältnis des Dampfdruckes zum Tropfengewicht:

$$\frac{D}{G} - 1 = \frac{2 \,.\, c}{g \,.\, t}\left(\sin\alpha - \cos\alpha \,.\, tg \frac{\alpha}{2}\right) \quad . \quad . \quad . \quad (122)$$

Die Geschwindigkeit c, mit der die Tropfen von dem Deckel abgeschleudert werden, ist selten geringer als 20 m in 1 Sekunde, meistens aber 30 m und mehr. Die Gefäße, in denen diese Tropfenscheidung stattfindet, haben wohl kaum je mehr als 3000 mm Drm., die Entfernung von der Wand ist also im Maximum 1200 mm, da die Platte in diesem Falle mehr als 600 mm Drm. haben wird. Die Zeit, die der Tropfen braucht, um unter diesen Umständen an die Gefäßwand zu gelangen, folgt aus: $t \,.\, 20 = 1{,}2$

$t = 0{,}06$ Sekunden.

In dieser Zeit von 0,06 Sekunden kann ein Tropfen 18 mm frei fallen. Hat die Platte eine Neigung von 10^0 gegen den Horizont, so trifft der in ihrer Richtung gerade abfliegende Tropfen die Wand 224 mm unterhalb des Horizontes. Der Dampfdruck von unten darf also den Tropfen (ehe Gefahr für sein Mitgehen nach oben eintritt) heben: erstens um die 18 mm, welche die Erdattraktion ihn hinabzog, und dann etwa um die Hälfte von 224, d. h. um $18 + 112 = 130$ mm, wozu überschläglich etwa der $\frac{130}{18}$ = siebenfache Druck der Erdattraktion gehört.

Setzt man in die Gleichung (122) der Reihe nach (wie es die kleine Tabelle 25 zeigt):

für $c = 20—30—50$ m,

„ $\alpha = 10^0$,

„ $t = 0{,}06—0{,}03—0{,}01$ Sekunden,

so erhält man die Angabe, wieviel mal so groß als G der Druck D sein darf, ehe die Gefahr des Mitreißens der Tropfen entsteht, und man erkennt, daß unter gewöhnlichen Umständen schon ein kleiner Winkel α dazu genügt, diese Gefahr ganz auszuschließen.

Tabelle 25.

t	$c = 20$	30	50 m
	Wert von $\frac{D}{G}$ bei $\alpha = 10°$		
0,06	7,35	10,52	16,88
0,03	13,70	20,00	32,72
0,01	39,16	48,60	86,28

XVI. Das Emporschleudern der Massen aus verdampfenden Flüssigkeiten.

A. Die Steighöhen der Massen, wenn sie vom Dampfstrom beeinflußt werden.

Wenn Flüssigkeiten lebhaft verdampfen, so werden Tropfen und größere Massen über ihr Niveau emporgeworfen, von dem aufsteigenden Dampfstrom unter Umständen mitgerissen und können auf diese Weise aus dem Gefäß geschleudert, leicht verloren gehen.

Wir wollen untersuchen, bis zu welcher Höhe Teile der Flüssigkeiten beim Sieden emporgehoben werden, und unter welchen Umständen Verluste eintreten können.

Auf die Flüssigkeits-Teile wirken drei treibende Einflüsse,

1. die Tropfen, Blasen und Massen werden durch die beim Sieden entstehenden Dampfblasen mit gleichbleibender Geschwindigkeit $= c$ aus der Flüssigkeit empor geschleudert,
2. die Erdattraktion zieht sie nach unten und gibt ihnen die Geschwindigkeit: $v_f = g\,t$,
3. der mit der Geschwindigkeit $= v_d$ aus der Flüssigkeit aufsteigende Dampfstrom übt dann einen nach oben gerichteten Druck auf die Teile, wenn v_d größer als deren aufwärts gerichtete Geschwindigkeit c ist. Auf dem Niveau der Flüssigkeit herrscht die Geschwindigkeits-Differenz $v_d - c$, auf dem Kulminationspunkt, d. h. da, wo die Massen ihre höchste Stelle erreicht haben, wo ihre Geschwindigkeit $= 0$ ist, ist die Geschwindigkeits-Differenz $v_d - 0 = v_d$.

Ist v_d größer als c, so wirkt der Dampfstrom von unten auf die Tropfen, Blasen und Massen und vergrößert ihre aufsteigende Geschwindigkeit. Ist v_d kleiner als c, so übt der Dampfstrom einen

Druck von oben auf sie aus und hemmt ihre aufsteigende Geschwindigkeit.

Der durch die Dampfströmung vermöge dieser Geschwindigkeits-Differenz auf die emporgeschleuderte Masse ausgeübte Druck sei ganz unten $= P_u$, oben an seinem Kulminationspunkt P_o, im Mittel etwa $\pm \frac{P_u + P_o}{2}$, dann ist die mittlere Beschleunigung, die sie durch diesen veränderlichen Druck empfängt, $= \pm \frac{P_u + P_o}{2\,G}\,g$, und folglich die Geschwindigkeit, die ihr durch den Dampfstrom nach der Zeit t erteilt ist, $= \pm \frac{P_u + P_o}{2\,G}\,g\,t$.

Die Gesamt-Geschwindigkeit des Emporgeschleuderten würde also sein:

$$v_t = c - g\,t + \frac{P_u + P_o}{2\,G}\,g\,t \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (123)$$

und für den Kulminationspunkt, an dem die Gesamt-Geschwindigkeit $v_t = 0$ ist, folgt:

$$c + \frac{P_u + P_o}{2\,G}\,g\,t = g\,t \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (124)$$

und daraus die Zeit für die Erreichung des Kulminationspunktes:

$$t = \frac{c}{g\left(1 - \frac{P_u + P_o}{2\,G}\right)} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (125)$$

Der Weg, den der Tropfen in der Zeit t gemacht hat, d. h. die Höhe, bis zu der er in der Zeit t gestiegen ist:

$$h_s = c\,t - \frac{g}{2}\,t^2 + \frac{P_u + P_o}{2\,G}\,\frac{g}{2}\,t^2 \quad . \quad . \quad . \quad (126)$$

oder:

$$h_s = \frac{t}{2}\left(2\,c - g\,t + \frac{P_u - P_o}{2\,G}\,g\,t\right) \quad . \quad . \quad . \quad (127)$$

Wird der Wert von v_t aus der Gleichung (123) eingesetzt, so ist:

$$h_s = \frac{t}{2}\,(c + v_t) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (128)$$

Wenn $v_t = 0$ wird (am Kulminationspunkt), ist:

$$h_s = \frac{t}{2}\,c \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (129)$$

und den Wert von t aus Gleichung (125) eingesetzt:

$$h_s = \frac{c^2}{2g\left(1 - \frac{P_u + P_o}{2G}\right)} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (130)$$

Aus dieser Gleichung kann man die Steighöhe der aus siedenden Flüssigkeiten geschleuderten Massen, Tropfen und Blasen für alle Fälle bestimmen, wenn c und P_u und P_o bekannt sind. Diese Größen müssen nun gefunden werden.

Die Gleichung (130) lehrt, daß der Dampfstrom Tropfen aus spezifisch leichten Flüssigkeiten hoch, aus spezifisch schweren dagegen weniger hoch mitnimmt.

B. Die Springhöhen der emporgeschleuderten Massen, wenn sie nicht vom Dampfstrom beeinflußt werden.

Wir wollen nun zunächst einmal die Geschwindigkeit c und die Springhöhe h_s feststellen, mit der und auf welche Teile die verdampfenden Flüssigkeiten (nicht Tropfen) über ihre Oberfläche emporgeschleudert werden, indem wir bei diesen Massen die Einwirkung der aufsteigenden Dampfströme vernachlässigen.

1. Bei Dampf-Heizkörpern mit vertikalen Heizrohren, in denen sich die Flüssigkeit befindet, unter atmosphärischem Druck.

Reicht hierbei die Flüssigkeit nur bis an die obere Kante der Rohre, ohne auch den oberen Rohrboden zu bedecken, so bilden sich bei geringer Heizung einzelne Dampfblasen, die im Rohr empor, dann über die Oberfläche steigen und platzen. Wächst die Dampfentwickelung, so wird aus den Dampfblasen ein Dampfstrom, der das Rohr oben kontinuierlich verläßt.

Die Geschwindigkeit des ausströmenden Dampfes wird bedingt durch sein Volumen und den Querschnitt des Heizrohres. Das Dampfvolumen ist aber abhängig von der Größe der Heizfläche (d. h. in diesem Fall von der Länge und dem Durchmesser der Rohre), von ihrer Verdampfungsleistung pro Quadratmeter und der Dampfspannung. Alle diese Faktoren können sehr verschieden sein.

Nun geht aber der Dampf auch nicht allein aus dem Rohr, sondern mit ihm geht eine erhebliche Menge von Flüssigkeit; denn wenn der im Rohr entwickelte Dampf die Flüssigkeit aus diesem schleudert, so tritt von unten immer neue Flüssigkeit ein, aus welcher sich wieder Dampf bildet, der die neue Flüssigkeit wieder mit sich emporreißt.

Die Geschwindigkeit, mit der die neue Flüssigkeit unten in die Rohre tritt, wird bedingt durch die Flüssigkeitsdruckhöhe außerhalb des Rohres, durch den inneren Gegendruck des Dampfes, der meist gering ist, und durch das spezifische Gewicht der Flüssigkeit. Je größer die Druckhöhe und die Flüssigkeitsdichte und je geringer die Spannung im Rohr, desto größer ist die Geschwindigkeit des Flüssigkeitseintritts unten.

Die Flüssigkeitsdruckhöhe ist gleich ihrer Standhöhe um das Rohr, abzüglich der Flüssigkeitshöhe im Rohr. Die Geschwindigkeit des Flüssigkeitseintritts unten und damit die Menge der in das Rohr geführten Flüssigkeit ist am größesten, wenn das Rohr in seiner ganzen Länge nur Dampf enthält. Dieser äußerste Fall ist aber wohl nicht der regelmäßige. Die durch scharfe Kanten und die zylindrische Form des Rohres verursachte Kontraktion bewirkt, daß die theoretische Eintrittsgeschwindigkeit in Wirklichkeit nicht ganz erreicht wird; wir nehmen daher, ähnlich wie bei springenden Wasserstrahlen, an, daß die größte Eintrittsgeschwindigkeit der Flüssigkeit unten sei:

$$v_\varepsilon = 0{,}8\sqrt{2\,g\,l} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (131)$$

worin l die Rohrlänge in Metern bedeutet.

Die Flüssigkeitsmenge V_f in Litern, die in 1 Sekunde unten in das Rohr tritt, ist:

$$V_f = v_\varepsilon \frac{d^2\pi}{4} 10$$

$$= 0{,}8\sqrt{2\,g\,l}\,\frac{d^2\pi}{4}\,10$$

$$= 2\,d^2\pi\sqrt{2\,g\,l} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (132)$$

wenn d den Rohrdurchmesser in Dezimetern bezeichnet.

Das Dampfvolumen in Litern, das in 1 Sekunde im Rohr gebildet wird, das also oben aus diesem treten muß, ist:

$$V_d = \frac{d\,.\,\pi\,.\,l\,.\,w\,.\,1000}{10\,.\,3600\,.\,\gamma_d}$$

$$= \frac{d\,.\,\pi\,.\,l\,.\,w}{36\,\gamma_d} \text{ in Litern} \quad . \quad . \quad . \quad (133)$$

worin w die Verdampfungsleistung pro Quadratmeter und Stunde in kg angibt.

Das Gesamtvolumen in Litern, welches das Rohr in einer Sekunde verlassen muß, ist also:

$$V_g = V_f + V_d = 2 . d^2 \pi \sqrt{2 g l} + \frac{d . \pi . l . w}{36 \gamma_d} . \quad . \quad (134)$$

Die Geschwindigkeit in Metern, mit der dieses Volumen aus dem Rohr tritt, ist:

$$c = \frac{2 \pi . d^2 \sqrt{2 g l} + \frac{d . \pi . l . w}{36 \gamma_d}}{\frac{\pi . d^2}{4} 10} = 0{,}8 \sqrt{2 g l} + \frac{l w}{90 \gamma_d . d} \quad (135)$$

und die Höhe, in Metern, bis zu der die Flüssigkeit bei dieser Anfangsgeschwindigkeit, wenn keine anderen Kräfte auf sie wirken, emporgeschleudert wird, ist theoretisch:

$$h_s = \frac{c^2}{2 g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (136)$$

In der Tabelle 26 ist nun diese theoretische Springhöhe angegeben, aber man findet auch noch andere für deren Bestimmung nötigen Daten in jener, nämlich

a) findet man die Dampfvolumina V_d in Litern, die in Rohren von 30, 50, 80, 100 mm lichter Weite und 1 m Länge in 1 Sekunde erzeugt werden, wenn von 1 qm Heizfläche des Rohres 10, 20, 30, 50 Liter Wasser pro 1 Stunde verdampft werden, und zwar bei atmosphärischem Druck und bei Vakuen von 234, 405, 611, 705 mm;

b) die Flüssigkeitsmenge V_f in Litern, welche unten in leere Rohre von 30, 50, 80, 100 mm Drm. in 1 Sekunde eintritt, wenn der äußere Flüssigkeitsdruck 0,333—0,5—0,667—1—1,5—2—3 m beträgt;

c) sind in der Tabelle 26 ausgerechnet die Geschwindigkeiten c, mit denen Dampf und Flüssigkeiten aus den Rohren herausgeschleudert werden, wenn die Rohre 1—1,5—2—3 m lang sind, und zwar:

α) wenn die Flüssigkeit um die Rohre so hoch steht, wie sie lang sind, wenn also der hydrostatische Druck gleich ist der Rohrlänge,

β) wenn die Flüssigkeit um die Rohre nur ein Drittel so hoch steht, wie sie lang sind, wenn also der hydrostatische Druck gleich ist einem Drittel der Rohrlänge;

d) endlich findet man in der Tabelle 26 die theoretische Steighöhe h_s der Flüssigkeiten ohne Berücksichtigung der Einwirkung

des Dampfstromes verzeichnet, für alle diese Fälle und auch für den Fall, daß über den Rohrböden Flüssigkeit steht (hohe Saftsäule: $h\ S$).

Zu der letzten Zahlenreihe ist folgendes zu bemerken. Wenn die aus dem Rohr emporsteigenden Dämpfe und Flüssigkeiten, ehe sie an die Oberfläche kommen, erst eine mehr oder weniger hohe Flüssigkeitsschicht durchdringen müssen, so haben sie innerhalb der Flüssigkeitsschicht einen Widerstand zu überwinden, die Dampfblasen breiten sich dadurch nach den Seiten aus, und ihre Bewegung verlangsamt sich entsprechend.

Bei Heizkörpern mit vertikalen Rohren, die im allgemeinen recht nahe aneinander stehen, ist die Ausbreitung des Dampfes, sobald als er aus den Rohren tritt, gewiß so groß, daß alle einzelnen aus den Rohren kommenden Ströme sich zu einem vereinigen, dessen Querschnitt gleich ist dem ganzen Querschnitt über den Rohren.

Die Rohre stehen bei verschiedenen Apparaten verschieden weit voneinander. Die Entfernung von Rohrmitte zur Rohrmitte mag etwa betragen:

bei 30 — 50 — 80 — 100 mm lichter Weite des Rohrs
45 — 65 — 95 — 115 mm

und hieraus ergibt sich, daß der Querschnitt der Rohre sich verhält zu dem über ihnen befindlichen freien Querschnitten wie:

$$1 : 2{,}479 : 1{,}877 : 1{,}573 : 1{,}508 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (137)$$

Wir nehmen an, daß dies Verhältnis im Mittel sei $= 1 : 1{,}746$; dann wird die Geschwindigkeit des Dampfstromes über dem Rohrboden $\frac{c}{1{,}746}$ und die theoretische Springhöhe ohne Berücksichtigung der Einwirkung von Dampfströmen:

$$h_s = \frac{c^2}{1{,}746^2 \,.\, 2 \,.\, g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (138)$$

Hiernach sind die Springhöhen für Verdampf-Apparate mit hohem Saftstand berechnet und in der Tabelle 26 d mit $h\,S$ bezeichnet.

Die Geschwindigkeiten c für Safthöhen von 1—1,5—2—3 m sind durch 1,746 dividiert, um die Geschwindigkeit der Dämpfe und Flüssigkeit in dem größeren Raum über den Rohren zu erhalten. Die so gefundene Geschwindigkeit c ist dann zum Quadrat erhoben und durch $2 \,.\, g = 2 \,.\, 981 = 19{,}32$ dividiert, wodurch die theoretische Springhöhe h_s erscheint.

(Fortsetzung Seite 160.)

Tabelle 26a, b, c, d.

a) Liter Dampf, die in 1 Sekunde oben aus vertikalen Heizrohren von 30—50—80—100 mm l. Drm. und 1 m Länge treten.

b) Liter Flüssigkeit, die in 1 Sekunde unten in diese Heizrohre treten.

c) Geschwindigkeiten, mit denen siedende Flüssigkeiten aus vertikalen Heizröhren von 30—50—80—100 mm i. Drm. und 1—1,5—2—3 m Höhe bei Vakuen von 0 –234 –405—611—705 mm geschleudert werden, wenn die Verdampfung 10—20—30—50 Liter p. 1 qm und 1 Stunde beträgt, und wenn die Flüssigkeitshöhen gleich den Rohrlängen — und wenn sie $^1/_3$ davon sind.

d) Höhen, h_s, bis zu denen die Flüssigkeiten dabei über die Rohre hinausgeschleudert werden, ohne Berücksichtigung der fördernden Einwirkung von Dampfströmen.

Tabelle 26a.

Rohrlänge l	Verdampfung: Liter Wasser p. 1 St. u. 1 qm	Vakuum	Liter Dampf, die in 1 Sek. oben aus dem Rohr strömen			
			Rohrweite			
			30	50	80	100
			Heizfläche des Rohres qm			
			0,094	0,157	0,251	0.314
m	w	mm	Liter Dampf V_d pro 1 Sek.			
1	10	0	0,413	0,75	1,2	1,5
	20	0	0,826	1,5	2,4	3
	30	0	1,239	2,24	3,6	4,49
	50	0	2,15	3,74	6	7,48
1	10	234	0,61	1,02	1,63	2,04
	20	234	1,22	2,08	3.25	4,07
	30	234	1,83	3,05	4,88	6,1
	50	234	3,05	5,09	8,14	10,18
1	10	405	0,883	1,472	2,36	2,95
	20	405	1.766	2,944	4,72	5,9
	30	405	2,649	4,416	7,08	8,85
	50	405	4,418	7,359	11,79	14,756
1	10	611	1,992	3,333	5,32	6,652
	20	611	3,98	6,66	10,64	13,31
	30	611	5,98	9,99	15,96	19,96
	50	611	9,96	16,64	26,61	33,28
1	10	705	5,09	8,51	12,8	17,02
	20	705	10,2	17,03	25,6	34,04
	30	705	15,3	24,53	38,4	51,06
	50	705	25,47	42,54	64,02	85,09

Ist das Heizrohr 1,5—2—3 m lang, so strömen 1,5—2—3 mal so viel Liter aus dem Rohr.

Tabelle 26b.

Rohrlänge l	Liter Flüssigkeit, die unten in das Rohr in 1 Sek. eintreten, wenn die Eintrittsgeschwindigkeit ist: $v = 0{,}8\sqrt{2gl}$			
	Rohrweite mm			
	30	50	80	100
	Rohrquerschnitt qdcm			
	0,0706	0,196	0,502	0,785
m	Liter Flüssigkeit V_f pro 1 Sek.			
0,333	1,41	4	10	15,7
0,50	1,78	5	12,6	18,78
0,667	2,03	5,6	14,4	22,6
1	2,51	6,97	17,87	27,94
1,5	3,08	8,51	21,94	34,22
2	3,58	9,87	25,3	39,56
3	4,49	12,07	30,92	48,35

Tabelle 26c.

Rohrlänge l	Verdampfung: Liter Wasser p. 1 qm in 1 St.	Flüssigkeitshöhe ums Rohr	Vakuum	Geschwindigkeit c, mit der Dampf und Flüssigkeit oben aus dem Rohre treten m/sek.			
				Rohrdurchmesser			
				30	0	80	100
m	w	m	mm	Geschwindigkeit c			
1	10	1	0	4	3,9	3,9	3,8
1	20	1	0	4,71	4.3	4	3,9
1	30	1	0	5,3	4,7	4,3	4,1
1	50	1	0	6,46	5,4	4,75	4 5
1,5	10	1,5	0	5,2	4,8	4,74	4,66
1,5	20	1,5	0	6,1	5,4	5,1	4,93
1,5	30	1,5	0	7	5,9	5,4	5,21
1,5	50	1,5	0	9	7,1	6,1	5,8
2	10	2	0	6,25	5,6	5,54	5.55
2	20	2	0	7,44	6,2	6	5,8
2	30	2	0	8,8	7	6,5	6,15
2	50	2	0	11,7	8,5	7,4	7,68

Tabelle 26c.

Rohrlänge l	Verdampfung: Liter Wasser p. 1 qm in 1 St.	Flüssigkeitshöhe ums Rohr	Vakuum	Geschwindigkeit c, mit der Dampf und Flüssigkeit oben aus dem Rohre treten m/sek.			
				Rohrdurchmesser			
				30	50	80	100
m	w	m	mm	Geschwindigkeit c			
3	10	3	0	8	—	—	—
3	20	3	0	10	—	—	—
3	30	3	0	11,7	—	—	—
3	50	3	0	15,7	—	—	—
1	10	1	234	4,42	3,99	3,89	3,8
1	20	1	234	5,28	4,55	4,2	4,1
1	30	1	234	6,15	5,1	4,54	4,3
1	50	1	234	7,87	6,2	5,2	4,9
1,5	10	1,5	234	5,6	5	4,8	4,8
1,5	20	1,5	234	7	5,7	5,31	5,1
1,5	30	1,5	234	8,2	6,5	5,84	5,5
1,5	50	1,5	234	10,9	8,5	6,8	6,3
2	10	2	234	6,8	5,9	5,7	5,5
2	20	2	234	8,6	6,6	6,3	6
2	30	2	234	10,3	7,3	7	6,6
2	50	2	234	13,7	9,5	8,2	7,7
3	10	3	234	9	—	—	—
3	20	3	234	11,6	—	—	—
3	30	3	234	14,3	—	—	—
3	50	3	234	19,5	—	—	—
1	10	1	405	4,78	4,3	4	3,9
1	20	1	405	6,07	5	4,5	4,33
1	30	1	405	7,03	5,8	5,3	4,7
1	50	1	405	9,82	7,3	5,9	5,44
1,5	10	1,5	405	6,2	5,4	5,1	4,92
1,5	20	1,5	405	8,1	6,5	5,8	5,48
1,5	30	1,5	405	10	7,8	6,5	6,16
1,5	50	1,5	405	13,5	10	7,9	7,46
2	10	2	405	7,62	6,5	6	5,8
2	20	2	405	10,15	7,5	6,9	6,5
2	30	2	405	12,5	8,5	7,6	7,3
2	50	2	405	17,7	11,5	9,7	9
3	10	3	405	10,2	—	—	—
3	20	3	405	14	—	—	—
3	30	3	405	17,8	—	—	—
3	50	3	405	25,3	—	—	—
1	10	1	611	6,37	5,5	4,63	4,43
1	20	1	611	9,2	6,9	5,7	5,37

Tabelle 26c.

Rohrlänge l	Verdampfung: Liter Wasser p. 1 qm in 1 St.	Flüssigkeitshöhe ums Rohr	Vakuum	Geschwindigkeit c, mit der Dampf und Flüssigkeit oben aus dem Rohre treten m/sek.			
				Rohrdurchmesser			
				30	50	80	100
m	w	m	mm	Geschwindigkeit c			
1	30	1	611	12,02	8.6	6,76	6,15
1	50	1	611	17,66	12	8,89	7,9
1,5	10	1,5	611	8,5	6,9	6	5,62
1,5	20	1,5	611	10,2	9,5	7,6	7,12
1,5	30	1,5	611	17	12	9,12	8,3
1,5	50	1,5	611	25,5	17	12,9	10,7
2	10	2	611	10,8	7	7,2	6,8
2	20	2	611	16,4	10,4	9,3	8,65
2	30	2	611	22	14	11,4	10,1
2	50	2	611	33,3	20	19,7	13,5
3	10	3	611	15	—	—	—
3	20	3	611	23,3	—	—	—
3	30	3	611	32,1	—	—	—
3	50	3	611	50	—	—	—
1	10	1	705	10,77	7,9	6,1	5,72
1	20	1	705	18	12	8,7	8
1	30	1	705	25	16	11,2	10,1
1	50	1	705	40	25	16,3	14,4
1,5	10	1,5	705	14,5	11	8,2	7,87
1,5	20	1,5	705	26	17,5	12	10,9
1,5	30	1,5	705	35	23	15,9	14,1
1,5	50	1,5	705	59	37	23,6	20,6
2	10	2	705	19	12	10	9,7
2	20	2	705	34	21	15,3	13,7
2	30	2	705	48	29	20,4	18,1
2	50	2	705	77	47	30,6	26,8
3	10	3	705	28	—	—	—
3	20	3	705	49,2	—	—	—
3	30	3	705	72,1	—	—	—
3	50	3	705	113,5	—	—	—
1	10	0,333	0	2,6	2,37	2,2	2,2
1	20	0,333	0	3	2,75	2,48	2,3
1	30	0,333	0	4	3,1	2,74	2,6
1	50	0,333	0	5	3,87	3,2	2,75
1,5	10	0,50	0	3,3	3	2,8	2,56
1,5	20	0,50	0	4,3	3,6	3,22	2,71
1,5	30	0,50	0	5	4.2	3,5	3,1
1,5	50	0,50	0	7	5,6	4,3	3,8

Tabelle 26c.

Rohrlänge l	Verdampfung: Liter Wasser p. 1 qm in 1 St.	Flüssigkeitshöhe ums Rohr	Vakuum	Geschwindigkeit c, mit der Dampf und Flüssigkeit oben aus dem Rohre treten m/sek.			
				Rohrdurchmesser			
				30	50	80	100
m	w	m	mm	Geschwindigkeit c			
2	10	0,667	0	3,6	3,2	3,4	3
2	20	0,667	0	5	3,9	3,84	3,3
2	30	0,667	0	5,6	4,9	4,25	3,7
2	50	0,667	0	9	6,3	5,2	4,2
3	10	1	0	5,3	—	—	—
3	20	1	0	7,1	—	—	—
3	30	1	0	8,8	—	—	—
3	50	1	0	12,8	—	—	—
1	10	0,333	234	3	2,5	2,32	2,2
1	20	0,333	234	4	3	2,65	2,4
1	30	0,333	234	4,5	3,5	2,95	2,8
1	50	0,333	234	6,3	4,5	3,63	3,15
1,5	10	0,5	234	4	3,25	3,00	2,6
1,5	20	0,5	234	5,2	4	3,42	3,1
1,5	30	0,5	234	6,3	4,8	4	3,5
1,5	50	0,5	234	9	6,4	5	3,6
2	10	0,667	234	4,3	3,52	3,5	3,2
2	20	0,667	234	5,9	4,5	4,2	3,9
2	30	0,667	234	8	5,5	4,8	4,2
2	50	0,667	234	11,1	7,5	6	5,5
3	10	1	234	6,2	—	—	—
3	20	1	234	8,8	—	—	—
3	30	1	234	11,4	—	—	—
3	50	1	234	16,4	—	—	—
1	10	0,333	405	3,1	2,7	2,46	2,2
1	20	0,333	405	4,5	3,5	2,9	2,4
1	30	0,333	405	6	4,2	3,41	3
1	50	0,333	405	8,8	5,7	4,3	3,8
1,5	10	0,5	405	4,5	3,6	3	2,8
1,5	20	0,5	405	5,3	4,8	3,8	3,3
1,5	30	0,5	405	8	5,8	5	3,5
1,5	50	0,5	405	12	8	5,9	4
2	10	0,667	405	4,8	3,95	3,8	3,6
2	20	0,667	405	7,6	5,5	4,8	4,15
2	30	0,667	405	10	6,9	5,6	5
2	50	0,667	405	15,5	9,9	7,5	6,8
3	10	1,00	405	7,5	—	—	—
3	20	1,00	405	11,1	—	—	—

Tabelle 26c.

Rohrlänge l	Verdamplung: Liter Wasser p. 1 qm in 1 St.	Flüssigkeitshöhe ums Rohr	Vakuum	Geschwindigkeit c, mit der Dampf und Flüssigkeit oben aus dem Rohre treten m/sek.			
				Rohrdurchmesser			
				30	50	80	100
m	w	m	mm	Geschwindigkeit c			
3	30	1	405	14,9	—	—	—
3	50	1	405	22,5	—	—	—
1	10	0,333	611	5	3,75	3	2,3
1	20	0,333	611	7,8	5,3	4,1	3,72
1	30	0,333	611	10	7	5,1	4,5
1	50	0.333	611	16	10	7,2	5
1,5	10	0,5	611	5,4	5	4	3,6
1.5	20	0,5	611	8,5	7,5	5,6	5
1,5	30	0.5	611	11	10	7,2	6
1,5	50	0,5	611	17	14,5	10,2	8,8
2	10	0,667	611	8	5,8	4,85	3,73
2	20	0,667	611	12,7	9	7,2	5,38
2	30	0,667	611	20	13	9,2	7,13
2	50	0,667	611	30,5	19	13,5	10,5
3	10	1	611	12,2	—	—	—
3	20	1	611	20.6	—	—	—
3	30	1	611	29,2	—	—	—
3	50	1	611	46,2	—	—	—
1	10	0,333	705	9	6,25	4,7	4
1	20	0,333	705	17	10,5	7,2	6,3
1	30	0,333	705	23	14,3	9,6	8
1	50	0,333	705	27,8	23	15	12,8
1,5	10	0,5	705	14	9	6,35	5
1,5	20	0,5	705	24	15,5	10	8.1
1,5	30	0.5	705	33	20,5	14,4	11,3
1,5	50	0,5	705	58	34	20	17,8
2	10	0,667	705	16	11,5	8,1	7.5
2	20	0,667	705	30	20	13	10,5
2	30	0,667	705	45	27	18	15
2	50	0,667	705	75	45	29	23,7
3	10	1	705	23	—	—	—
3	20	1	705	45	—	—	—
3	30	1	705	67	—	—	—
3	50	1	705	110	—	—	—

Tabelle 26d.

Rohrlänge l	Verdampfung: Liter Wasser p. 1 qm in 1 St.	Flüssigkeitshöhe ums Rohr	Vakuum	Höhe, bis zu der die Flüssigkeit aus dem Rohr geschleudert wird h_s			
				Rohrdurchmesser mm			
				30	50	80	100
m	w	m	mm	Springhöhe h_s in m			
1	10	hS	0	0,266	0,253	0,253	0,24
1	10	0,33	0	0,338	0,28	0,242	0,242
1	10	1,0	0	0,8	0,76	0,76	0,72
1	20	hS	0	0,367	0,21	0,267	0,253
1	20	0,333	0	0,450	0,373	0,3	0,265
1	20	1,00	0	1,1	0,93	0,8	0,76
1	30	hS	0	0,467	0,367	0,31	0,267
1	30	0,333	0	0,8	0,48	0,375	0,338
1	30	1,0	0	1,4	1,1	0,93	0,8
1	50	hS	0	0,667	0,483	0,37	0,333
1	50	0,333	0	1,25	0,75	0,512	0,378
1	50	1,0	0	2	1,45	1,11	1
1,5	10	hS	0	0,45	0,383	0,367	0,363
1,5	10	0,5	0	0,545	0,45	0,392	0,38
1,5	10	1,5	0	1,35	1,15	1,1	1,09
1,5	20	hS	0	0,624	0,488	0,417	0,4
1,5	20	0,5	0	0,92	0,648	0,517	0,48
1,5	20	1,5	0	1,8	1,45	1,25	1,2
1,5	30	hS	0	0,817	0,567	0,483	0,45
1,5	30	0,5	0	1,25	0,882	0,612	0,41
1,5	30	1,5	0	2,45	1,7	1,45	1,35
1,5	50	hS	0	1,35	0,817	0,617	0,56
1,5	50	0,5	0	2,45	1,57	0,924	0,722
1,5	50	1,5	0	4,05	2,45	1,85	1,68
2	10	hS	0	0,65	0,52	0,5	0,5
2	10	0,667	0	0,646	0,514	0,48	0,45
2	10	2,0	0	1,95	1,56	1,5	1,5
2	20	hS	0	0,913	0,64	0,6	0,625
2	20	0,667	0	1,25	0,761	0,7	0,55
2	20	2,0	0	2,74	1,92	1,8	1,68
2	30	hS	0	1,29	0,817	0,703	0,603
2	30	0,667	0	1,57	1,2	0,9	0,68
2	30	2	0	3,87	2,45	2,11	0,81
2	50	hS	0	2,28	1,203	0,91	0,9
2	50	0,667	0	4	1,99	1,35	0,882
2	50	2	0	6,84	3,61	2,73	2,7
3	10	hS	0	1,07	—	—	—
3	10	1,00	0	1,4	—	—	—

Tabelle 26d.

Rohrlänge l	Verdampfung: Liter Wasser p. 1 qm in 1 St.	Flüssigkeitshöhe ums Rohr	Vakuum	Höhe, bis zu der die Flüssigkeit aus dem Rohr geschleudert wird h_s			
				Rohrdurchmesser mm			
				30	50	80	100
m	w	m	mm	Springhöhe h_s in m			
3	10	3	0	3,2	—	—	—
3	20	hS	0	1,67	—	—	—
3	20	1	0	2,5	—	—	—
3	20	3	0	5	—	—	—
3	30	hS	0	2,28	—	—	—
3	30	1	0	3,87	—	—	—
3	30	3	0	6,48	—	—	—
3	50	hS	0	4,1	—	—	—
3	50	1	0	8,19	—	—	—
3	50	3	0	12,3	—	—	—
1	10	hS	234	0,32	0,267	0,25	0,233
1	10	0,333	234	0,45	0,313	0,269	0,242
1	10	1	234	0,96	0,8	0,75	0,7
1	20	hS	234	0,467	0,333	0,293	0,267
1	20	0,333	234	0,8	0,45	0,351	0,288
1	20	1	234	1,4	1	0,88	0,8
1	30	hS	234	0,633	0,433	0,333	0,31
1	30	0,333	234	1,01	0,613	0,435	0,392
1	30	1	234	1,9	1,3	1	0,93
1	50	hS	234	0,103	0,62	0,45	0,4
1	50	0,333	234	1,99	1,01	0,643	0,5
1	50	1	234	3,1	1,86	1,35	1,2
1,5	10	hS	234	0,52	0,417	0,383	0,383
1,5	10	0,5	234	0,8	0,528	0,45	0,338
1,5	10	1,5	234	1,56	1,25	1,15	1,15
1,5	20	hS	234	0,817	0,54	0,467	0,42
1,5	20	0,5	234	1,35	0,8	0,57	0,48
1,5	20	1	234	2,45	1,62	1,4	1,26
1,5	30	hS	234	1,12	0,703	0,557	0,5
1,5	30	0,5	234	1,99	1,15	0,8	0,61
1,5	30	1	234	3,36	2,11	1,67	1,5
1,5	50	hS	234	1,98	1,2	0,77	0,66
1,5	50	0,5	234	4	2,05	1,25	0,65
1,5	50	1	234	5,94	3,61	2,31	1,98
2	10	hS	234	0,767	0,58	0,54	0,5
2	10	0,667	234	0,92	0,75	0,62	0,51
2	10	2	234	2,3	1,74	1,62	1,5
2	20	hS	234	1,23	0,726	0,66	0,6

Tabelle 26d.

Rohrlänge l	Verdampfung: Liter Wasser p. 1 qm in 1 St.	Flüssigkeitshöhe ums Rohr	Vakuum	Höhe, bis zu der die Flüssigkeit aus dem Rohr geschleudert wird h_s			
				Rohrdurchmesser mm			
				30	50	80	100
m	w	m	mm	Springhöhe h_s in m			
2	20	0,667	234	1,74	1,01	0,882	0,77
2	20	2	234	3,69	2,18	1,98	1,8
2	30	hS	234	1,77	0,887	0,817	0.727
2	30	0,667	234	3,22	1.51	1,15	0,88
2	30	2	234	5,3	2,66	2,45	2,18
2	50	hS	234	3,13	1,5	1,12	0,987
2	50	0,667	234	6	2,81	1,8	1,51
2	50	2	234	9,38	4,5	3,36	2,96
3	10	hS	234	1.35	—	—	—
3	10	1	234	1,92	—	—	—
3	10	3	234	4,05	—	—	—
3	20	hS	234	2,24	—	—	—
3	20	1	234	3,87	—	—	—
3	20	3	234	6,72	—	—	—
3	30	hS	234	3,4	—	—	—
3	30	1	234	6,5	—	—	—
3	30	3	234	10,2	—	—	—
3	50	hS	234	6,33	—	—	—
3	50	1	234	13,4	—	—	—
3	50	3	234	19	—	—	—
1	10	hS	405	0,373	0,307	0,267	0,253
1	10	0,333	405	0,47	0,365	0,302	0,242
1	10	1	405	1,1	0,92	0,8	0.76
1	20	hS	405	0,62	0,417	0,333	0.293
1	20	0,333	405	1,01	0,62	0,42	0,288
1	20	1	405	1,86	1,25	1	0,88
1	30	hS	405	0,82	0,56	0,417	0.27
1	30	0,333	405	1,8	0,882	0,578	0,45
1	30	1	405	2,46	1,68	1,23	1,1
1	50	hS	405	1,6	0,883	0,6	0,483
1	50	0,333	405	3,87	1,63	0,93	0,72
1	50	1	405	4,8	2,66	1,8	1,46
1,5	10	hS	405	0,64	0,487	0,45	0,403
1,5	10	0,5	405	1,01	0.648	0,45	0,392
1.5	10	1,5	405	1,92	1,46	1,31	1.21
1,5	20	hS	405	1.09	0,703	0,56	0,5
1.5	20	0,5	405	1,4	1,15	0,722	0,55
1,5	20	1,5	405	3,28	2,11	1,68	1,5

Tabelle 26d.

Rohrlänge l	Verdampfung: Liter Wasser p. 1 qm in 1 St.	Flüssigkeitshöhe ums Rohr	Vakuum	Höhe, bis zu der die Flüssigkeit aus dem Rohr geschleudert wird h_s			
				Rohrdurchmesser mm			
				30	50	80	100
m	w	m	mm	Springhöhe h_s in m			
1,5	30	hS	405	1,67	1,01	0,703	0.62
1,5	30	0,5	405	3,2	1,68	1,25	0,92
1,5	30	1,5	405	5	3,04	2,11	1.86
1,5	50	hS	405	3,07	1,67	1,04	0,93
1,5	50	0,5	405	7,2	3,2	1,74	0.8
1,5	50	1,5	405	9,2	5	3,12	2,8
2	10	hS	405	0,96	0,703	0,6	0,56
2	10	0,667	405	1,15	0,78	0,72	0,65
2	10	2	405	2,88	2,11	1,8	1,68
2	20	hS	405	1,7	0,93	0,792	0,703
2	20	0,667	405	2,89	1,51	1.15	0,86
2	20	2	405	5,1	2,81	2,38	2,113
2	30	hS	405	2,6	1,23	0,96	0,883
2	30	0,667	405	5	2,28	1,57	1,25
2	30	2	405	7,8	3,61	2,88	2,66
2	50	hS	405	5,2	2,03	1,57	1,53
2	50	0,667	405	11,3	5	2,81	2,31
2	50	2	405	15,6	6,1	4,7	4,6
3	10	hS	405	1,73	—	—	—
3	10	1	405	2,81	—	—	—
3	10	3	405	5,2	—	—	—
3	20	hS	405	5,27	—	—	—
3	20	1	405	6,16	—	—	—
3	20	3	405	9,8	—	—	—
3	30	hS	405	5,26	—	—	—
3	30	1	405	11,1	—	—	—
3	30	3	405	15,8	—	—	—
3	50	hS	405	10,7	—	—	—
3	50	1	405	25,3	—	—	—
3	50	3	405	32	—	—	—
1	10	hS	611	0,66	0,487	0,353	0.33
1	10	0,333	611	1,25	0,703	0,45	0,57
1	10	1	611	2	1,46	1.06	0,97
1	20	hS	611	1,41	0,793	0.54	0,47
1	20	0,333	611	3,04	1,4	0,81	0,68
1	20	1	611	4,23	2,38	1,63	1,4
1	30	hS	611	2,4	1,23	0,77	0,62
1	30	0,333	611	5	2,45	1,26	1,01

Tabelle 26d.

Rohrlänge l	Verdampfung: Liter Wasser p. 1 qm in 1 St.	Flüssigkeitshöhe ums Rohr	Vakuum	Höhe, bis zu der die Flüssigkeit aus dem Rohr geschleudert wird h_s			
				Rohrdurchmesser mm			
				30	50	80	100
m	w	m	mm	Springhöhe h_s in m			
1	30	1	611	7,2	3,7	2,3	1,86
1	50	hS	611	5,17	2,4	1,32	1,04
1	50	0,333	611	12,8	5	2,57	1,25
1	50	1	611	15,5	7,2	3,96	3,12
1,5	10	hS	611	1,203	0,793	0,6	0,523
1,5	10	0,5	611	1,46	1,25	0,8	0,65
1,5	10	1,5	611	3,61	2,38	1,8	1,57
1,5	20	hS	611	1,73	1,5	0,963	0,837
1,5	20	0,5	611	3,61	2,81	1,57	1,25
1,5	20	1,5	611	5,2	4,5	2,89	2,51
1,5	30	hS	611	0,483	2,4	1,38	1,15
1,5	30	0,5	611	7,5	5	2,59	1,8
1,5	30	1,5	611	14,5	7,2	4,14	3,45
1,5	50	hS	611	10,8	4,83	2,73	1,91
1,5	50	0,5	611	14,5	10,2	5,1	3,87
1,5	50	1,5	611	32,3	14,5	8,3	5,72
2	10	hS	611	1,94	0,817	0,8	0,77
2	10	0,667	611	3,2	1,7	1,28	0,99
2	10	2	611	5,83	2,45	2,4	2,3
2	20	hS	611	4,5	1,8	1,44	1,23
2	20	0,667	611	7,5	4	2,59	1,45
2	20	2	611	13,5	5,4	4,32	3,7
2	30	hS	611	8,07	3,27	2,17	1,7
2	30	0,667	611	15,8	8,5	4,10	2,52
2	30	2	611	24,2	7,8	6,5	5,1
2	50	hS	611	18,5	6,67	6,47	3,03
2	50	0,667	611	46,5	18,1	10	5,3
2	50	2	611	55,5	20	19,41	9,1
3	10	hS	611	3,77	—	—	—
3	10	1	611	7,4	—	—	—
3	10	3	611	11,3	—	—	—
3	20	hS	611	8,33	—	—	—
3	20	1	611	21,2	—	—	—
3	20	3	611	26,5	—	—	—
3	30	hS	611	17	—	—	—
3	30	1	611	42,6	—	—	—
3	30	3	611	51	—	—	—
3	50	hS	611	41	—	—	—

Tabelle 26 d.

Rohrlänge l	Verdampfung: Liter Wasser p. 1 qm in 1 St.	Flüssigkeitshöhe ums Rohr	Vakuum	Höhe, bis zu der die Flüssigkeit aus dem Rohr geschleudert wird h_s			
				Rohrdurchmesser mm			
				30	50	80	100
m	w	m	mm	Springhöhe h_s in m			
3	50	1	611	106	—	—	—
3	50	3	611	125	—	—	—
1	10	hS	705	1,9	1,04	0,62	0,57
1	10	0,333	705	4	1,95	1,1	0,80
1	10	1	705	5,7	3,12	1,86	1,62
1	20	hS	705	5,47	2,4	1,26	1,07
1	20	0,333	705	14,5	5,2	2,60	1,28
1	20	1	705	16,4	7,2	3,78	3,2
1	30	hS	705	10,4	4,27	2,09	1,7
1	30	0,333	705	27	9,8	4,1	3,2
1	30	1	705	31,3	12,8	6,27	5,1
1	50	hS	705	26,6	10,5	4,43	3,47
1	50	0,333	705	39	26,5	9,8	7,6
1	50	1	705	80	31,5	13,3	10,4
1,5	10	hS	705	3,5	2,03	1,12	1,0
1,5	10	0,5	705	7,6	4,03	1,98	1,25
1,5	10	1,5	705	10,5	6,1	3,36	3
1,5	20	hS	705	11,3	5,1	2,4	1,98
1,5	20	0,5	705	29	12	5	3,20
1,5	20	1,5	705	33,8	15,3	7,2	5,95
1,5	30	hS	705	20,4	8,83	4,3	3,3
1,5	30	0,5	705	55	20	10	6,50
1,5	30	1,5	705	61	26,5	12,6	9,9
1,5	50	hS	705	59	22,2	9,26	7,07
1,5	50	0,5	705	156	54,5	20	15,8
1,5	50	1,5	705	178	66,5	27,8	21,2
2	10	hS	705	6	2,4	1,67	1,57
2	10	0,667	705	12,8	6,15	3,2	2,81
2	10	2	705	18	7,2	5	4,7
2	20	hS	705	19,6	7,33	3,87	3,13
2	20	0,667	705	45	20	8,5	5,7
2	20	2	705	58	22	11,6	9,4
2	30	hS	705	38,6	14	7	5,4
2	30	0,667	705	101	36,5	16,2	11,25
2	30	2	705	115	42	21	16,2
2	50	hS	705	98,5	36,3	16	11,7
2	50	0,667	705	281	100	38	28
2	50	2	705	296	110	48	35

Tabelle 26d.

Rohrlänge l	Verdampfung: Liter Wasser p. 1 qm in 1 St.	Flüssigkeitshöhe ums Rohr	Vakuum	Höhe, bis zu der die Flüssigkeit aus dem Rohr geschleudert wird h_s			
				Rohrdurchmesser mm			
				30	50	80	100
m	w	m	mm	Springhöhe h_s in m			
3	10	hS	705	13	—	—	—
3	10	1	705	27	—	—	—
3	10	3	705	39	—	—	—
3	20	hS	705	40	—	—	—
3	20	1	705	106	—	—	—
3	20	3	705	120	—	—	—
3	30	hS	705	86,7	—	—	—
3	30	1	705	225	—	—	—
3	30	3	705	260	—	—	—
3	50	hS	705	313	—	—	—
3	50	1	705	605	—	—	—
3	50	3	705	638	—	—	—

Bei der Berechnung wurde angenommen, daß die Heizrohre ganz frei von Saft seien, auch andere hindernde Einflüsse blieben unberücksichtigt.

Eine gewisse Safthöhe im Rohr würde den hydrostatischen Druck und so die Eintrittsgeschwindigkeit und Menge des Saftes vermindern. Die innere Safthöhe kann natürlich variabel sein und sie ist um so größer, je langsamer die Verdampfung stattfindet.

Ferner ist die Dicke der Flüssigkeit und auch die Höhe des Saftstandes über den Rohrplatten unbeachtet gelassen, weil beide Umstände, mangels jeglicher Versuchszahlen, kaum in die Rechnung eingeführt werden können.

Die Flüssigkeitsmenge über der Rohrplatte, die sich durch Zuströmen von den Seiten stets erneuert, ist für die Bestimmung der Geschwindigkeit gleichfalls nicht berücksichtigt. Sie vermehrt das Volumen, also die Geschwindigkeit, also die Springhöhe etwas; sie vermindert die Springhöhe durch Absorption von lebendiger Kraft.

Es ist auch daran zu denken, daß die Dämpfe, wenn sie aus dem etwas eingepreßten Zustande in und über dem Rohre frei werden, sich ausdehnen und die Flüssigkeit durch Expansion noch mehr emporschleudern werden.

Tabelle 27.

Geschwindigkeit des Dampfes im Dampfraum der Vakuum-Apparate bei Luftleeren von 0—705 mm — Verdampfungsleistungen von 10—100 Kilo pro 1 qm — und Verhältnissen des Querschnitts zur Heizfläche von $\frac{1}{1}$ bis $\frac{1}{20}$.

Vakuum	Verdampfung Liter Wasser p. 1 qm in 1 St.	Querschnitt in qm = Heizfläche in qm =				
		$\frac{1}{1}$	$\frac{1}{5}$	$\frac{1}{10}$	$\frac{1}{15}$	$\frac{1}{20}$
mm	w	Geschwindigkeit des Dampfstromes im Dampfraum des Vakuum-Apparates in m/sek.				
0	10	0,046	0,23	0,46	0,69	0,92
0	20	0,09	0,46	0,92	1,38	1,83
0	30	0,14	0,69	1,38	1,76	2,75
0	50	0,23	1,15	2,30	3,44	4,59
0	100	0,46	2,29	4,59	6,88	9,78
234	10	0,06	0,32	0,65	0,97	1,30
234	20	0,13	0,65	1,30	1,95	2,60
234	30	0,19	0,97	1,95	2,92	3,90
234	50	0,32	1,62	3,25	4,87	6,50
234	100	0,65	3,25	6,50	9,75	13,00
405	10	0,09	0,47	0,94	1,41	1,58
405	20	0,19	0,94	1,88	2,82	3,76
405	30	0,28	1,41	2,82	4,23	5,64
405	50	0,47	2,35	4,70	7,05	9,40
405	100	0,94	4,70	9,40	14,10	18,80
610	10	0,21	1,05	2,11	3,16	4,22
610	20	0,42	2,11	4,22	6,33	8,44
610	30	0,63	3,16	6,33	9,49	12,66
610	50	1,05	5,27	1,05	15,80	21,10
610	100	2,10	10,50	21,11	31,60	42,20
705	10	0,54	2,70	5,41	8,11	10,82
705	20	1,08	5,4	10,82	16,2	21,64
705	30	1,62	8,1	16,23	24,3	32,56
705	50	2,70	13,5	27,05	40,5	54,1
705	100	5,41	27,0	54,1	81,1	108,1

Eine Verminderung der Springhöhen der Flüssigkeit wird durch die Reibung bedingt werden, der die Massen unterliegen und die hier vernachlässigt ist.

Wenn man also die hier berechneten theoretischen Springhöhen nun auch nicht als absolut richtig ansehen kann, so verdeutlichen sie doch recht gut, welche Umstände und wie diese die Höhen beeinflussen.

Die Tabelle 26 lehrt, daß die Springhöhe verdampfender Flüssigkeiten steigt mit abnehmendem Durchmesser und mit wachsender Länge der Rohre, mit der Druckhöhe der Flüssigkeit, der Verdampfungsleistung der Rohre pro Quadratmeter Heizfläche und der abnehmenden absoluten Spannung über ihnen.

2. Bei Verdampf-Apparaten, die nicht mit vertikalen Rohren, sondern mit flachen Böden, Doppelböden, Heizschlangen, horizontalen Heizröhren oder für offenes Feuer eingerichtet sind.

Bei Apparaten dieser Konstruktion ist allemal der für den Abgang der Dämpfe benutzbare Querschnitt im Verhältnis zur Heizfläche sehr viel größer als bei vertikalen Heizrohren. Während bei vertikalen Heizrohren auf 1 qm Heizfläche 1,5 bis 3 qdm Querschnitt des Dampfraumes (im Durchschnitt = 2 bis 2,2 qdm) kommen, erhalten diese Konstruktion auf 1 qm Heizfläche 5, 7, 10, ja 20 qdm Querschnitt des Dampfraumes. Über die Geschwindigkeit der aufsteigenden Dampfströme in Vakuum-Apparaten mit Heizschlangen oder Doppelböden gibt die Tabelle 27 Aufschluß.

Daher ist die Geschwindigkeit des Dampfabganges bei den letzteren Apparaten zwar immer viel kleiner als bei den ersteren, aber doch wird stets durch den Dampf die Flüssigkeit gehoben. Da nun allemal am Eingang des Dampfes in den Doppelboden oder in die Heizschlangen und Rohre, auch da, wo direktes Feuer die Wände trifft, eine sehr viel lebhaftere Wärmeaufnahme und reichlichere Dampfentwickelung stattfindet, so wird auch in der Nähe des Dampfeintritts allemal die Masse am meisten emporgeworfen. Hierdurch entsteht eine Strömung der Flüssigkeit von den erwärmteren Plätzen nach den weniger erwärmten und umgekehrt, und diese erwünschte Geschwindigkeit kann recht groß sein. Alle zu den Stellen der Dampfentwickelung strömende Flüssigkeit muß mit dem Dampf emporgeschleudert werden, und sie vermehrt daher das aufsteigende Volumen. Anzugeben, wieviel Flüssigkeit von Dampf mitgerissen wird, ist kaum möglich; es kann bisweilen gewiß das Mehrfache des Dampfvolumens sein.

Die Verdampfungsleistung der Heizfläche an der Eintrittsstelle übertrifft die mittlere Leistung erheblich, so daß in Vakuum-Verdampf-Apparaten mit Doppelböden und Heizschlangen die Flüssigkeit an den Dampf-Eintrittsstellen oft so hoch emporgeschleudert wird wie bei Heizkörpern mit vertikalen Rohren.

C. Der Einfluß des Dampfstroms auf emporgeschleuderte Tropfen.

Bei der Bestimmung der Springhöhen der größeren Flüssigkeitsmassen haben wir die Einwirkung der aufsteigenden Dampfströme vernachlässigt, weil diese nur sehr gering sein konnte. Anders ist es bei den einzelnen Tropfen. Kleine Tropfen können sehr erheblich durch Dampfströme beeinflußt werden.

Die Geschwindigkeit c, mit der die Tropfen aus der verdampfenden Flüssigkeit emporgeschleudert werden, nehmen wir an, sei gleich derjenigen der großen Massen, obgleich die Explosion platzender Blasen im Verein mit der Wirkung der sogenannten Flüssigkeitshaut zweifellos in einzelnen Fällen größere Anfangsgeschwindigkeit erzeugen kann.

Die emporgerichtete Anfangsgeschwindigkeit des aus der Masse geworfenen Tropfens kann nie kleiner als die des im Dampfraum aufsteigenden Dampfstromes sein, sie wird jene aber immer etwas, bisweilen erheblich übersteigen.

Zylindrische Gefäße, in denen die Flüssigkeit durch direktes Feuer, Doppelböden, Schlangen und horizontale Rohre geheizt wird, gewähren in allen Fällen dem abgehenden Dampfstrom und den aufsteigenden Blasen einen so großen Querschnitt, daß deren Bewegungen immer langsam und nicht sehr voneinander verschieden sein werden.

Das Verhältnis des Querschnitts zur Heizfläche schwankt hier zwischen 1 : 1 bis 1 : 20; siehe Tabelle 27.

Aber bei Heizkörpern mit vertikalen Rohren, bei denen das Verhältnis des Querschnitts für den abgehenden Dampf zur Heizfläche viel kleiner ist, nämlich 1 : 50 bis 1 : 100, sind die Anfangsgeschwindigkeiten der Flüssigkeiten recht groß und bisweilen größer als die der Dampfströme. Im Maximum etwa doppelt so groß.

Die größesten Anfangsgeschwindigkeiten werden nur in seltenen Fällen erzeugt, und dann muß man sie wohl beachten, meistens aber wird die Geschwindigkeit c auch bei Apparaten mit vertikalen Rohren 4—6 m in der Sekunde nicht überschreiten; die des Dampfes ist in diesen Fällen etwa 4—8 m. Auch bei Apparaten mit Schlangen, Doppelböden etc. sind die Geschwindigkeiten der Tropfen und Dämpfe einander ziemlich gleich.

Aus diesem Grunde und weil, wenn die Geschwindigkeit c und v_d verschieden sind, dies stets kleinere Steighöhe der Tropfen bewirkt, so wollen wir den Druck P_o, der dem Aufstieg der Tropfen ent-

gegensteht, vernachlässigen (denn wir wollen ja nur die höchst mögliche Steighöhe bestimmen), annehmen, daß kein solcher Druck vorhanden sei, und die Gleichung (130) schreiben:

$$h_s = \frac{c^2}{2g\left(1 - \frac{P_o}{2G}\right)} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (139)$$

Diese Gleichung lehrt, daß, wenn die Geschwindigkeit des Dampfstromes so groß ist, daß sie auf den ruhenden Tropfen einen Druck P_o gleich dem doppelten Tropfengewicht G ausübt ($P_o = 2\,G$) der Tropfen, weil der Nenner $= 0$ wird, vom Dampfstrom mitgenommen, verloren geht.

Ist der Dampfdruck P_o auf den Tropfen $= G$, d. h. gleich seinem Gewicht, so wird die Gleichung (139)

$$h_s = \frac{c^2}{2 \cdot g} \cdot 2$$

Der Tropfen steigt dann doppelt so hoch, wie er im luftleeren Raum ohne den Dampfstrom steigen würde, d. h. doppelt so hoch, wie die Tabelle 26 angibt.

Ist $P_o = \frac{1}{2}\,G$, so ist die Steighöhe $\frac{4}{3}$ der theoretischen:

$$h_s = \frac{c^2}{2g\left(1 - \frac{G}{4G}\right)} = \frac{c^2}{2g} \cdot \frac{4}{3} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (140)$$

Ist $P_o = \frac{1}{4}\,G$, so ist die Höhe $\frac{7}{8}$ der theoretischen.

Diese Überlegung und die Betrachtung der Tabelle 26 zeigen, daß die Dampfströme in allen Fällen die Steighöhen auch großer Tropfen etwas vergrößern, daß aber ganz kleine volle Tropfen in Vakuum-Apparaten schon bei Dampfgeschwindigkeiten von 5—6 m oft ganz aus den Apparaten entführt werden müssen, um so mehr, wenn man daran denkt, daß jedes oben geschlossene Gefäß ein Abgangsrohr hat, dessen Querschnitt kleiner als der des Apparats ist, und in welchem daher eine größere Dampfgeschwindigkeit als im Dampfraum des Apparats herrscht. Indem die Ströme dahin konvergieren, nehmen sie auch schon im Apparat allmählich eine größere Geschwindigkeit an.

Je geringer die Dampfspannung ist, um so größer muß die Dampfgeschwindigkeit sein, wenn in gleichen Zeiten durch gleich weite Rohre das gleiche Dampfgewicht fließen soll.

Wenn bei atmosphärischem Druck durch ein bestimmtes Rohr

in der Zeiteinheit ein gewisses Dampfgewicht mit 1 m Geschwindigkeit strömt, so muß die Dampfgeschwindigkeit, um das gleiche Gewicht in gleicher Zeit durch das gleiche Rohr zu fördern,

bei 234	405	611	705	mm Vakuum,
1,415	2	4,62	11,84	m betragen.

Hieraus erkennt man, daß die Dampfströme in Vakuum-Verdampf-Apparaten kleine Tropfen um so leichter mit sich reißen, je geringer in ihnen der Druck, je weiter in ihnen die Luftverdünnung getrieben ist.

Die gar so verschiedenen Apparatkonstruktionen, Leistungen, Querschnitte und Flüssigkeiten gestatten keinen einheitlichen Schluß über die absoluten Steighöhen der Flüssigkeit und Tropfen, aber an Hand der Tabellen 26 und 27 kann man sie für jeden einzelnen Fall angenähert erfahren. Sicher ist es, daß in fast allen Fällen die kleinen Tropfen der dringenden Gefahr unterliegen, vom Dampfstrom entführt zu werden und da sie doch meist wertvolle Flüssigkeit darstellen, bemüht man sich, sie auf künstliche Weise wieder einzufangen.

D. Der Einfluß des Dampfstromes auf emporgeschleuderte Flüssigkeits-Blasen (hohle Tropfen) und Mittel, ihrem Verlust vorzubeugen.

Bis jetzt haben wir immer angenommen, daß volle, mehr oder weniger große volle Flüssigkeitstropfen emporgeschleudert werden; aber dies ist nicht allein der Fall. Es kommt unter gewissen Umständen bei jeder Flüssigkeit und bei manchen Flüssigkeiten als Regel vor, daß hohle Tropfen (Dampfblasen, Flüssigkeitsblasen) emporsteigen, die in jeder Größe und in großen Mengen auftreten. Diese Bläschen werden aus der Flüssigkeit mit der gleichen Geschwindigkeit c wie die vollen Tropfen nach oben geworfen, aber der Strom des aufsteigenden Dampfes wirkt auf sie stärker ein, da sie ihm bei gleichem Querschnitt eine gleiche Angriffsfläche wie die vollen bieten, durch ihr geringeres Gewicht aber eines geringeren Druckes zur Fortbewegung bedürfen. Mit der gleichen Geschwindigkeit wie volle Tropfen in einen gleich gerichteten, langsamer fließenden Dampfstrom geschleudert, werden die hohlen Tropfen (Blasen) von diesem mehr zurückgehalten, als die vollen, daher weniger hoch steigen wie diese. Aber in einen gleichgerichteten, schneller als sie selbst aufsteigenden Dampfstrom geworfen, werden

Tabelle 28.

Durchmesser der Zentralrohre und Gefäße — der Schaumscheider

Wasserverdampfung in 1 Std.	Vakuum							
	0		126,2		193,7		234	
	Durchmesser der Zentralrohre R und der Gefäßmäntel M							
Kilo	R	M	R	M	R	M	R	M
50	50	220	50	225	70	225	70	230
100	70	230	70	230	80	235	80	240
150	80	250	80	263	90	265	90	270
200	90	275	90	290	100	300	100	310
250	100	305	100	320	100	320	100	325
300	100	330	125	350	125	355	125	359
350	120	355	125	368	125	370	125	370
400	125	370	125	385	150	400	150	407
500	125	400	150	428	150	435	150	440
600	150	440	150	458	150	470	175	480
700	150	465	150	480	175	495	175	507
800	150	488	175	519	175	525	175	530
900	175	525	175	545	175	555	200	565
1000	175	540	200	580	200	585	200	590
1500	200	640	200	675	225	690	225	705
2000	225	730	225	777	250	795	250	810
2500	250	825	250	790	275	840	275	890
3000	275	895	275	940	300	955	300	970
3500	275	955	300	1010	300	1040	325	1070
4000	300	1015	325	1100	325	1115	350	1130
4500	325	1100	325	1155	350	1175	350	1190
5000	325	1165	350	1220	350	1235	375	1250
5500	350	1215	350	1270	350	1285	375	1300
6000	350	1245	375	1330	400	1350	400	1365
6500	350	1290	375	1370	400	1390	400	1410
7000	375	1340	400	1420	425	1440	425	1460
7500	375	1380	400	1460	425	1485	425	1510
8000	400	1430	425	1520	450	1535	450	1560

die Bläschen von diesem erheblich weiter mitgerissen als volle Tropfen, ja sehr leicht aus dem Apparat entfernt und verloren.

Diese Dampfblasen bilden mit den ganz kleinen vollen Flüssigkeitstropfen die wahre Quelle der Verluste beim Verdampfen von Flüssigkeiten.

Um die Höhen zu bestimmen, bis zu denen diese Blasen emporsteigen, kann man die Gleichung (130) benutzen:

Tabelle 28.

D.-R.-P. 70022, Figur 15 (Seite 139).

Wasserverdampfung in 1 Std.	Vakuum							
	375,6		471		564		610	
	Durchmesser der Zentralrohre R und der Gefäßmäntel M							
Kilo	R	M	R	M	R	M	R	M
50	80	235	90	240	100	245	100	250
100	90	260	100	265	125	300	125	310
150	100	295	100	300	125	330	150	370
200	125	335	125	340	150	375	175	405
250	125	360	150	385	150	385	175	440
300	125	380	150	405	175	442	200	480
350	150	420	150	415	200	480	200	506
400	150	435	175	435	200	500	225	545
500	175	485	175	495	225	555	225	590
600	175	510	200	540	225	588	250	645
700	200	555	225	575	250	640	275	787
800	200	585	225	610	250	675	300	730
900	225	627	250	665	275	718	300	765
1000	225	650	250	695	300	750	375	860
1500	250	780	300	820	350	920	375	980
2000	300	890	325	969	375	966	400	1120
2500	325	1010	350	1045	400	1140	450	1245
3000	350	1090	375	1140	425	1240	500	1355
3500	350	1160	400	1160	450	1330	525	1445
4000	375	1240	425	1215	500	1420	550	1550
4500	400	1320	450	1275	525	1500	575	1620
5000	400	1380	475	1460	550	1575	600	1710
5500	425	1440	500	1510	550	1640	625	1790
6000	450	1505	500	1570	575	1705	650	1865
6500	450	1555	500	1620	600	1780	650	1930
7000	475	1600	525	1690	600	1830	675	2000
7500	500	1655	550	1740	650	1905	700	2065
8000	500	1750	550	1795	650	1960	700	2130

$$h_s = \frac{c^2}{2\,g\left(1 - \frac{P_o + P_u}{2\,G}\right)}$$

wenn man statt des Gewichtes der vollen Tropfen G das der Blasen einführt, welches $^1/_2$, $^1/_4$ etc. von jenem sein kann.

Man ersieht aus dieser Gleichung, wie sehr mit abnehmendem Tropfengewicht G die Steighöhe h_s wachsen muß.

Tabelle 28.

Wasserverdampfung in 1 St.	Vakuum					
	642,5		668		705	
	Durchmesser der Zentralrohre R und der Gefäßmäntel M					
Kilo	R	M	R	M	R	M
50	100	273	125	290	145	325
100	125	315	150	345	175	390
150	150	373	175	405	200	450
200	175	440	200	455	225	510
250	200	468	225	508	250	575
300	225	508	225	530	275	605
350	225	532	250	588	300	650
400	225	558	250	605	325	725
500	250	630	275	645	350	790
600	250	660	300	710	375	850
700	250	697	325	790	400	910
200	300	757	350	845	425	965
900	325	830	375	885	450	1015
1000	350	880	400	940	450	1050
1500	400	1036	450	1105	500	1250
2000	450	1160	500	1255	600	1440
2500	500	1310	550	1390	650	1590
3000	550	1430	600	1510	700	1730
3500	575	1520	625	1615	750	1855
4000	600	1620	650	1720	800	1975
4500	625	1705	700	1820	850	2095
5000	650	1800	700	1870	850	2180
5500	675	1875	750	1960	900	2290
6000	700	1960	750	2060	900	2370
6500	700	2020	800	2150	—	—
7000	725	2090	800	2220	—	—
7500	750	2155	850	2300	—	—
8000	750	2222	850	2370	—	—

Man erkennt auch, daß hochgebaute Apparate zwar immerhin einen gewissen Schutz gegen Verluste an Tropfen und selbst Blasen bieten, daß dieser Schutz aber für kleinere volle und leichtere hohle Tropfen bei weitem nicht ausreicht und daß man zu anderen Mitteln greifen muß, um diese zurückzuhalten.

Nun können solche beim Verdampfen gebildete Dunst- und Schaumblasen dadurch geschützt werden, daß man sie zum Platzen bringt, daß man aus ihnen volle Tropfen bildet, gegen die der

Dampfstrom machtloser ist. Gibt man dann den aus geplatzten Schaumblasen entstandenen vollen Tropfen eine von der des Dampfstromes abweichende, seitlich nach unten gerichtete Bewegung nach einem geschützten Raum, so kann man sie fast alle auffangen und retten. Die unter Nr. 70022 der Firma C. Heckmann-Berlin patentierte Schaumscheide-Vorrichtung ist diesen Vorgängen entsprechend konstruiert und wirkt daher sehr vollkommen. Siehe Figur 15 (S. 139).

Damit die Dampfbläschen sich in volle Tropfen verwandeln, ist es notwendig, sie zerplatzen zu lassen. Dies wird bei der genannten Konstruktion dadurch erzielt, daß der den Apparat mit der darin herrschenden Spannung verlassende Dampf in einen Raum geführt wird, in dem eine etwas geringere Spannung herrscht. Der auf diese Weise im Innern der Blase erzeugte Überdruck macht diese zerspringen.

Die kleine, für das Zersprengen der Blase erforderliche Druckdifferenz ist für jede Flüssigkeit, für jeden Konzentrationsgrad, und für jede Temperatur eine andere, und kann nicht vorher für jeden Fall genau bestimmt werden. Daher ist es erforderlich, diese Schaumscheide-Vorrichtung so einzurichten, daß die in jedem Falle erforderliche Druckdifferenz im Betrieb wirklich hergestellt und bei eintretenden Betriebsveränderungen auch verändert werden kann.

Diese Veränderbarkeit der Schaumscheide-Vorrichtung nach dem Patent Nr. 70022 ist praktisch ihre unentbehrliche Eigenschaft. Ohne diese haben ähnliche Einrichtungen keinen Wert.

In der Tabelle 28 sind die Durchmesser der Zentralrohre und der Gefäße für diese Schaumscheider angegeben.

Die Zentralrohre sollen dem strömenden Dampf möglichst wenig Widerstand bieten; ihre Durchmesser sind also mit Hilfe der später folgenden Tabelle 32 und unter Zugrundelegung der dort angegebenen Dampfgeschwindigkeiten bestimmt, weil diese Geschwindigkeiten so gering sind, daß sie selbst bei längeren Rohren sehr geringe Widerstände erzeugen.

Die Neigung der Prellscheiben ist mit 10^0 gegen den Horizont angenommen und ferner, daß die zurückhaltenden Tropfen 0,1 mm oder mehr Durchmesser haben. Der Querschnitt des ringförmigen Raumes, zwischen Prellscheibe und Gefäßwand, ist so bestimmt, daß bei der größten zu erwartenden Luftleere eine Dampfgeschwindigkeit eintritt, die auf Tropfen von 0,1 mm Drm. höchstens den Druck

Tabelle 29.

Volumenvergrößerungen einer Dampfblase von 1 ccm Inhalt, die in Flüssigkeiten, deren spez. Gewicht 1,0—1,1—1,3 ist, in Tiefen von 250—2000 mm unter der Oberfläche gebildet wird und dann aufsteigt, während über der Flüssigkeit ein Vakuum von 0—720 mm herrscht.

Eine Dampfblase von 1 ccm Volumen sei entstanden in einer Tiefe unter der Oberfläche von mm	Über der Flüssigkeit herrscht ein Vakuum von																	
	0 mm			150 mm			250 mm			500 mm			650 mm			720 mm		
	Das spez. Gewicht der Flüssigkeit sei:																	
	1	1,1	1,3	1	1,1	1,3	1	1,1	1,3	1	1,1	1,3	1	1,1	1,3	1	1,1	1
	so hat die Blase, welche an der Erzeugungsstelle 1 ccm Volumen hat, an die Oberfläche gelangt, das untenstehende Volumen in ccm																	
250	1,03	1,13	1,33	1,03	1,13	1,34	1,04	1,14	1,35	1,08	1,18	1,4	1,18	1,29	1,53	1,5	1,65	1,
500	1,05	1,16	1,36	1,06	1,17	1,37	1,07	1,17	1,39	1,15	1,26	1,49	1,34	1,47	1,74	1,95	2,14	2,
750	1,08	1,18	1,40	1,10	1,20	1,42	1,11	1,22	1,44	1,23	1,35	1,6	1,53	1,68	1,99	2,45	2,69	3,
1000	1,1	1,21	1,43	1,13	1,24	1,46	1,15	1,36	1,49	1,3	1,43	1,69	1,7	1,87	2,21	2,92	3,21	3,
1500	1,15	1,27	1,50	1,19	1,3	1,55	1,25	1,37	1,62	1,44	1,58	1,87	2,05	2,25	2,66	3,88	4,26	5,
2000	1,2	1,32	1,56	1,25	1,37	1,56	1,3	1,43	1,69	1,61	1,77	2,09	2,2	2,22	2,86	4,85	5,33	6,

ihres doppelten Gewichtes ausübt. Nach der kleinen Tabelle 25 ist hierdurch schon eine zehnfache Sicherheit geboten, derart, daß der Apparat auch noch erheblich kleinere Tropfen zurückhält. Durch Vergrößerung des Neigungswinkels der Prellscheibe und des Gefäßdurchmessers wird die Sicherheit gegen Tropfenverluste vermehrt.

E. Die veränderliche Größe der Dampfblasen in siedenden Flüssigkeiten.

Das Wallen siedender Flüssigkeiten wird dadurch sehr begünstigt, daß die in ihren tieferen Schichten gebildeten Dampfblasen, nach oben steigend, ihr Volumen vergrößern.

Das Volumen eines in der Tiefe einer Flüssigkeit erzeugten kleinen Dampfgewichtes hängt von dem Druck ab, der auf ihm lastet. Dieser Druck setzt sich zusammen aus dem der Flüssigkeit und dem des Dampfes oder der Luft über der Flüssigkeit.

Der Flüssigkeitsdruck auf die Querschnittseinheit der Blase ist proportional der Höhe der Flüssigkeitsschicht h über der Blase und deren spezifischem Gewicht s_f.

Während die Blase nach oben steigt, bleibt der Dampf- oder Luftdruck meistens konstant, aber die Höhe, also der Druck der Flüssigkeitsschicht, nimmt allmählich ab. Aus diesem Grunde vergrößert die Blase, emporsteigend, ihr Volumen.

Die Tabelle 29 soll zu allgemeiner Instruktion verdeutlichen, in welchem Maße Dampfblasen an Größe zunehmen, wenn sie in verschiedenen Tiefen innerhalb von Flüssigkeit verschiedener Dichte und unter verschiedenem Druck erzeugt worden sind und dann nach oben steigen.

XVII. Die Weite der Rohrleitungen für Wasserdampf, Alkoholwasserdampf und Luft[1]).

A. Für Wasserdampf.

Die Rohrleitungen, durch welche Gase und Dämpfe geführt werden, wünscht man stets so eng zu machen, wie es ohne Schaden möglich ist, weil enge Rohre billiger, leichter und bequemer sind. Man muß also feststellen, welche kleinsten Durchmesser in jedem Fall den Rohren gegeben werden dürfen.

Aber man wünscht auch fast immer die durch die Rohre strömenden Gase oder Dämpfe mit sehr geringen Spannungsverlusten vom Eintritt bis zum Austritt zu befördern, und die zulässige Größe dieses Verlustes bedingt die Rohrabmessungen.

Der Spannungsverlust, den die Dämpfe in Rohrleitungen erleiden, hängt ab vom Durchmesser der Rohre, von ihrer Länge, vom spezifischem Gewicht der durchströmenden Gase und ganz besonders von der Geschwindigkeit, mit der ihre Bewegung erfolgt.

Es bedeute:

d = den Durchmesser des Rohres in Metern,

l = die Länge des Rohres in Metern,

---

[1]) Z. d. V. d. Ing. 1904. S. 588. Für überhitzten Dampf: S. 473, 530, 560.

Q = den Querschnitt des Rohres in Quadratmetern,
v_d u. v_l = die Geschwindigkeit, mit der sich der Dampf oder die Luft im Rohr bewegt, in Metern pro Sekunde,
z_d u. z_l = den Spannungsverlust, den der Dampf oder die Luft vom Eintritt bis zum Austritt erleidet in Metern Wassersäule, $z_d = p_a \cdot 10$,
γ_d u. γ_l = das Gewicht von 1 cbm Dampf oder Luft in kg.

Zur Bestimmung des Spannungsverlustes sind 3 Formeln bekannt:

1. die Formel von Gustav Schmidt:[1])

$$z_l = \frac{785\,l}{10^{10}\,d}\,\gamma\left(5 + \frac{1}{d}\right)v_l^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (141)$$

für Luft und Rohrweiten von 150—200 mm,

2. die Formel von Gutermuth & Fischer[2]), geltend für Dampf in Rohren von 70—300 mm Durchmesser und Geschwindigkeiten unter 20 m.

$$z_d = \frac{15\,.\,10}{10^8}\,\gamma_d\,\frac{l}{d}\,v_d^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (142)$$

$$\text{oder } z_d = \frac{0{,}0015}{1000}\,\gamma_d\,\frac{l}{d}\,.\,v_d^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{(143)}$$

3. die Formel nach Eberle[3]) als Resultat von Versuchen mit schmiedeeisernen Rohren von 70 × 76—49,5 m und 150 × 160 —26,2 m bei Geschwindigkeiten von 7—74 m mit gesättigtem Dampf von 3—10 Atm. und mit überhitztem Dampf bis zu 100° Überhitzung.

$$z_d = \frac{10\,.\,10}{10^8}\,\gamma_d\,\frac{l}{d}\,v_d^2$$

$$\text{oder} \quad = \frac{0{,}001}{1000}\,\gamma_d\,\frac{l}{d}\,v_d^2$$

Nach Eberle ist der Spannungsverlust in Rohrleitungen für gesättigten und überhitzten Dampf der gleiche.

Da die Schmidtsche Formel die kleinsten Resultate ergibt, so ziehen wir für praktischen Gebrauch die Verwendung einer der beiden anderen vor, weil beide an ziemlich großen Rohrleitungen durch sorgfältige Versuche gefunden sind, und nehmen vorläufig mangels anderer sicherer Untersuchungen an, daß sie auch für andere Drucke, andere Rohrweiten, andere Gase und Dämpfe gelten.

[1]) Dinglers polyt. Journ. 1880. September.
[2]) Z. d. V. d. Ing. 1887. S. 718, 749.
[3]) Z. d. V. d. Ing. 1908. S. 666.

Nach Eberle ist:

Der Druckverlust (z_d) nur 0,667 des nach Gutermuth berechneten.

Die zulässige Geschwindigkeit $(v) = \sqrt{1{,}5} = 1{,}225$ der nach Gutermuth berechneten.

Der zulässige Drm. $(d) = 0{,}667$ des nach Gutermuth berechneten.

Um eine Vorstellung von der Größe der Widerstände unter verschiedenen Umständen und der Verschiedenheit der Resultate der drei Formeln zu schaffen, und zwar nur zu dem Zwecke eines Überblickes über diese Widerstände, ist die Tabelle 30 nach den Formeln von Fischer und Gutermuth und Ch. Eberle berechnet. Dieser ist stets eine Rohrlänge von 20 m zugrunde gelegt und der Widerstand in Metern Wassersäule gemessen. Man überblickt die erhebliche Divergenz der Resultate der beiden Formeln und ferner wie stark der Widerstand mit der Geschwindigkeit wächst, und wie sehr er auch zunimmt bei höherem Druck, d. h. bei höherem spezifischen Gewicht des Dampfes und der Luft.

Für die Praxis interessiert vor allen Dingen die Frage, wie weit man eine Rohrleitung für jeden bestimmten Fall machen muß, und diese Frage soll sogleich erörtert werden. Da aber nicht nur die Weite der Wasserdampfleitungen, sondern auch die für Alkoholwasserdämpfe und Luft gebraucht werden, so sollen auch diese Stoffe hier gleich mitbehandelt werden.

Durch ein Rohr von bestimmtem Querschnitt kann natürlich in bestimmter Zeit viel, oder wenig Dampf oder Luft geleitet werden; es hängt dies von der Geschwindigkeit ab, mit der man die Stoffe durch die Leitung strömen läßt. Aber eine große Geschwindigkeit erfordert auch eine große Druckdifferenz zwischen dem Anfang und dem Ende der Leitung. In vielen Fällen will man den am Anfang der Rohrleitung erzeugten Druck auf der anderen Seite möglichst vollständig erhalten, in anderen Fällen will man den am Ende der Leitung erzeugten Minderdruck nicht gern auf der anderen Seite erheblich steigern und daher betrachtet man die Druckdifferenz zwischen dem Anfang und Ende der Leitung meistens als Druckverlust. Andererseits erfordern zu geringe Geschwindigkeiten weite und kostspielige Rohre. So muß man wohl eine freigewählte Druckdifferenz als zulässig betrachten und auf Grund dieser Annahme die Rohrweite bestimmen.

Tabelle 30.

Druckverluste z_d in Metern Wassersäule, die Wasserdämpfe in bei Geschwindigkeiten von 20—30—50 m,

Abs. Druck „ „ in mm Vakuum „		3 Atm. 2280 —		1,5 Atm. 1140 —		0,75 Atm. 566,7 210	
Rohrdurchmesser d	Geschwindigkeit v_d	F	E	F	E	F	E
0,05	20	0,4086	0,2724	—	—	—	—
	30	0,9194	0,6129	—	—	—	—
	50	2,5540	1,7030	—	—	—	—
0,07	20	0,2918	0,1945	0,1521	0,1014	—	—
	30	0,6566	0,4377	0,3423	0,2274	—	—
	50	1,8240	1,2230	0,9510	0,6340	—	—
0,150	20	0,1319	0,0879	0,0709	0,0473	0,0368	0,0243
	30	0,3064	0,2043	0,1607	0,1074	0,0827	0,0553
	50	0,8542	0,5363	0,4437	0,2991	0,2297	0,1530
0,300	20	0,0681	0,0453	0,0355	0,0237	0,0184	0,0123
	30	0,1531	0,1021	0,0796	0,0531	0,0414	0,0276
	50	0,4256	0,2851	0,2218	0,1479	0,1149	0,0766
0,500	20	—	—	—	—	0,0111	0,0074
	30	—	—	—	—	0,0248	0,0166
	50	—	—	—	—	0,0689	0,0459
0,700	20	—	—	—	—	—	—
	30	—	—	—	—	—	—
	50	—	—	—	—	—	—
0,900	20	—	—	—	—	—	—
	30	—	—	—	—	—	—
	50	—	—	—	—	—	—

Die in der Technik verwandten Dampfdrucke schwanken in sehr weiten Grenzen (etwa 20 Atm. und 0,05 Atm.); daher kann man nicht gut einen für alle Fälle konstanten Druckverlust annehmen. So empfiehlt es sich, diese Verluste in Prozenten des ursprünglichen Druckes anzunehmen. Hat man auf der einen Rohrseite einen absoluten Druck von 50 mm (710 mm Vakuum), so ist ein Druckverlust von 10 mm Quecksilbersäule auf der anderen Seite schon recht empfindlich; ist aber auf einer Seite ein Druck von 4500 mm (5 Atm.) erzeugt, so wird man billig 20 bis 50 mm davon für den Dampftransport durch das Rohr opfern können.

Da man sich also entschließen muß, einen gewissen Prozentsatz des vorhandenen Druckes für die Bewegung des Dampfes in

Tabelle 30.

Rohrleitungen von 0,050–0,900 m Drm. und 20 m Länge erleiden nach Fischer und Gutermuth (F), nach Eberle (E).

0,5 Atm. 354,6 406		0,25 Atm. 195,5 564,5		0,15 Atm. 117,5 643		0,072 Atm. 54,9 705	
F	E	F	E	F	E	F	E
—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—
0,0239	0,0160	0,0135	0,0090	0,0084	0,0056	—	—
0,0537	0,0358	0,0304	0,0203	0,0189	0,0126	—	—
0,1493	0,1005	0,0845	0,0563	0,0526	0,0351	—	—
0,0118	0,0079	0,0068	0,0045	0,0043	0,0030	0,0020	0,0013
0,0266	0,0177	0,0152	0,0101	0,0095	0,0063	0,0046	0,0030
0,0739	0,0493	0,0423	0,0252	0,0263	0,0174	0,0128	0,0086
0,0071	0,0047	0,0041	0,0030	0,0025	0,0016	0,0012	0,0008
0,0159	0,0100	0,0091	0,0060	0,0057	0,0038	0,0028	0,0018
0,0444	0,0296	0,0253	0,0167	0,0158	0,0106	0,0077	0,0051
—	—	—	—	—	—	0,0012	0,0008
—	—	—	—	—	—	0,0019	0,0013
—	—	—	—	—	—	0,0055	0,0037
—	—	—	—	—	—	0,0068	0,0046
—	—	—	—	—	—	0,0015	0,0010
—	—	—	—	—	—	0,0043	0,0030

den Rohren zur Verfügung zu stellen, und weil, wenn dieser Prozentsatz festgestellt ist, sich aus ihm nach den Formeln unmittelbar die Geschwindigkeit und damit das in der Zeiteinheit durch die Rohre strömende Dampfgewicht ergibt, so schreibt man die Gleichungen zweckmäßiger:

$$v_d = \sqrt{\frac{1000 \,.\, z_d \,.\, d}{0{,}0015 \,.\, l \,.\, \gamma_d}} \text{ oder } \sqrt{\frac{1000 \,.\, z_d \,.\, d}{0{,}001 \,.\, l \,.\, \gamma_d}} \quad . \quad . \quad (144)$$

Das in der Stunde das Rohr durchströmende Dampfgewicht D ist dann:

$$D = v_d \,.\, \gamma_d \frac{d^2 \pi}{4} 3600 \,. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{(145)}$$

woraus der Querschnitt des Rohres ermittelt werden kann.

Für Rohrleitungen von gleichem Durchmesser d und gleicher Länge l ändert sich die Geschwindigkeit des Dampfes nur nach Maßgabe des Quotienten: $\sqrt{\frac{z_d}{\gamma_d}}$ denn:

$$v_d = \sqrt{\frac{1000 \cdot d}{0{,}0015 \cdot l}} \cdot \sqrt{\frac{z_d}{\gamma_d}} \text{ oder } \sqrt{\frac{1000\,d}{0{,}001\,l}} \sqrt{\frac{z_d}{\gamma_d}} \quad . \quad \textbf{(146)}$$

Wird der Widerstand z_d ausgedrückt in Prozenten der herrschenden Spannung (in Metern Wassersäule), so ist ersichtlich, daß $\frac{z_d}{\gamma}$ für alle Spannungen der Luft genau und für alle Spannungen der Dämpfe angenähert dieselbe Zahl ergibt. Der Faktor $\frac{z_d}{\gamma}$ bleibt dann für je eine Dampf- oder Luftart unveränderlich.

Denn bei der Luft, die gewöhnlich weit ab von ihrem Kondensationspunkt getroffen wird, ändert sich das Gewicht des Kubikmeters stets proportional der Spannung. 1 cbm Luft von doppelter Spannung hat auch doppeltes Gewicht. Bei dem gesättigten Dampf findet die Änderung nur angenähert statt. Gesättigter Dampf von doppelter Spannung hat nur fast das doppelte Gewicht; aber diese Annäherung ist eine ziemlich erhebliche. Wir werden sie für die vorliegende Betrachtung als vollkommen ansehen können, wie folgende Zahlen zeigen:

Dampfspannung:	92	186	750	1490	2350	mm
Verhältnis:	1 :	2 :	8,15 :	16,2 :	25,54	
Dampfgewicht von 1 cbm:	0,0822	0,162	0,600	1,13	1,735	kg
Verhältnis:	1 :	2 :	7,3 :	13,74 :	21,1	

Ist also einmal festgestellt, wieviel Prozent des vorhandenen Druckes man zur Erzeugung der Dampfgeschwindigkeit opfern will, so ergibt sich (bei gleichen Längen und mit der soeben besprochenen Ungenauigkeit) für jeden Rohrdurchmesser eine diesem eigentümliche und für alle Spannungen geltende gleiche Dampfgeschwindigkeit.

Nachdem durch die Tabelle 30 ein Bild geschaffen worden über die Druckverluste, die bei verschiedenen Rohrweiten, Spannungen und Geschwindigkeiten zu erwarten sind, ist dann die Tabelle 31 berechnet für Rohre von 20 m Länge, und zwar, wenn die Formel von Fischer-Gutermuth benutzt wird, bei einem Druckverlust von 0,5 %, wenn aber die Formel Eberle verwendet wird, bei einem Druckverlust von 0,333 %. In der Tabelle 32 finden sich dann die bei diesen Geschwindigkeiten die Rohre durchströmenden Gewichte gesättigten Dampfes.

Tabelle 31.

Geschwindigkeit der Wasserdämpfe in Rohren von 0,025—0,900 m Durchmesser und 20 m Länge für abs. Spannungen von 4560—54,9 mm bei 0,5% Druckverlust nach Fischer-Gutermuth oder 0,333% Verlust nach Eberle.

Absolut. Dampfdruck	4560	1520	760	633,7	566,7	195,5	54,9 mm
				Vakuum			
	6 Atm.	2 Atm.	1	126,2	193,4	471	705 mm
$\gamma =$	3,2632	1,1631	0,6059	0,51105	0,45766	0,2442	0,05119 kg
$\frac{2d}{\gamma}$	0,0908	0,0836	0,0815	0,0822	0,0801	0,0763	0,06971
Rohrdurchmesser d	Geschwindigkeit des Wasserdampfes im Rohr in m						
0,025	8,85	8,38	—	—	—	—	—
0,030	9.47	9,13	—	—	—	—	—
0,035	10,58	9,67	—	—	—	—	—
0,040	10,95	10,61	10,40	—	—	—	—
0,045	11,68	11,04	11,04	—	—	—	—
0,050	12,24	11,85	11,49	—	—	—	—
0,060	13,50	12,9	12,71	—	—	—	—
0,070	14,50	13,38	13,4	13,87	—	—	—
0,080	15,50	14,87	14,69	14,74	14,6	—	—
0,090	16,60	15,87	15,78	15,69	15,47	—	—
0,100	17,33	16,70	16,60	16,07	15,9	15,6	15,1
0,125	19,34	18,61	18,4	18,43	18,25	17,68	16.97
0,150	21,28	20,95	20,43	20,25	19,88	18,43	18,61
0,175	—	—	—	21,9	21,53	21,28	20,07
0,200	—	—	—	23,3	23	22,96	21,48
0,225	—	—	—	24,82	24,45	23,73	22,8
0,250	—	—	—	26,1	25.73	25	24,09
0,300	—	—	—	28,65	28,28	27,37	26,39
0,350	—	—	—	30,84	30,48	29,56	28,47
0,400	—	—	—	33,07	32,48	31,57	30,47
0,450	—	—	—	35	34,62	33,4	32,29
0,500	—	—	—	36,99	36,50	35,12	33,9
0,550	—	—	—	—	—	37	35,77
0,600	—	—	—	—	—	39,05	37,0
0,650	—	—	—	—	—	40,3	38,87
0,700	—	—	—	—	—	41,79	40,31
0,750	—	—	—	—	—	—	41,61
0,800	—	—	—	—	—	—	43,07
0,850	—	—	—	—	—	—	44,35
0,900	—	—	—	—	—	—	45,60

Tabelle 32.

Gewicht an Wasserdampf D in kg, welches in 1 Stunde durch Rohre von von 6 Atm. abs. bis 705,09 Vakuum und bei

Abs. Druck in Atm.	6	5	4	3	2	1,5	1
„ „ in mm Quecksilber:	4560	3800	3040	2280	1520	1140	760
Vakuum in mm:	—	—	—	—	—	—	—
Temperatur ° C	159	152	144	134	121	112	100

Lichte Weite des Dampfrohrs d mm	Geschwindigkeit des Dampfes im Rohr m/sek. v_d	Dampfgewicht D in kg, welches in						
25	8,5	50	42	34	26	18	—	—
30	9,0	75	63	51	39	27	—	—
35	9,5	107	90	73	55	38	—	—
40	10,5	155	130	106	81	55	42	—
45	11	205	173	140	107	73	56	38
50	11,5	265	223	181	138	95	72	49
60	13	431	363	294	224	153	117	80
70	14	633	533	432	330	225	172	117
80	14,5	855	720	684	446	305	232	159
90	15	1119	943	765	583	398	304	209
100	15,5	1429	1204	977	746	509	388	275
125	17	2587	2169	1759	1341	929	700	478
150	18,5	3814	3217	2609	1989	1357	1038	709
175	20	5671	4752	3853	2937	2018	1533	1053
200	21,5	—	6600	5352	4080	2826	2155	1472
225	23	—	—	7385	5630	3813	2908	1991
250	24	—	—	—	—	4923	3756	2556
300	26,5	—	—	—	—	—	5999	4086
350	28,5	—	—	—	—	—	8754	5980
400	30,5	—	—	—	—	—	—	8355
450	32,5	—	—	—	—	—	—	—
500	34	—	—	—	—	—	—	—
550	35,5	—	—	—	—	—	—	—
600	37,5	—	—	—	—	—	—	—
650	38,5	—	—	—	—	—	—	—
700	40,5	—	—	—	—	—	—	—
750	41,5	—	—	—	—	—	—	—
800	43	—	—	—	—	—	—	—
850	44,5	—	—	—	—	—	—	—
900	46	—	—	—	—	—	—	—

Tabelle 32.

25--900 mm Drm. und 20 m Länge (nach F. u. G.) strömt bei Dampfdrucken $^1/_2$ % Druckverlust oder $^1/_3$ % (nach E.).

0,834	0,746	0,70	0,5	0,375	0,257	0,195	0,155	0,12	0,072
633,7	566,7	525,4	384	288,5	195,5	148,8	117,48	91,98	54,91
126,2	193,7	234	375,6	471	564,5	611,2	642,5	668	705
95	92	90	82	75	66	60	55	50	40

1 Stunde durch das Rohr strömt bei 0,5 % resp. 0,333 % Druckverlust

—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
133	120	—	—	—	—	—	—	—	—
175	156	147	109	84	—	—	—	—	—
224	200	188	140	107	72	57	46	37	22,5
403	363	337	252	189	133	103	83	66	40
598	537	501	374	285	197	154	123	98	60
888	797	739	554	422	293	226	183	144	89
1242	1118	1040	777	594	411	318	255	202	124
1678	1508	1407	1048	802	555	431	345	274	161
2163	1946	1812	1353	1034	716	554	643	353	216
3447	3099	2888	2155	1647	1140	886	709	563	345
5034	4536	4226	3154	2408	1668	1293	1038	823	505
7047	6338	5906	4407	3367	2332	1691	1450	1075	706
9508	8551	7963	5935	4540	3144	2438	1955	1550	950
12279	11044	10290	7979	5868	4063	3150	2527	2001	1223
—	13896	12957	9679	7403	5137	3978	3188	2529	1550
—	—	—	12196	9318	6453	5003	4014	3180	1935
—	—	—	—	11124	7774	6026	4834	4000	2350
—	—	—	—	13133	9487	7350	5941	4677	2872
—	—	—	—	—	11138	9703	7400	5866	3597
—	—	—	—	—	—	10793	8184	6485	3983
—	—	—	—	—	—	11908	9554	7572	4653
—	—	—	—	—	—	13814	11080	8781	5392

Tabelle 33.

Geschwindigkeiten der Alkohol-Wasserdämpfe in Rohren von 40—250 mm Drm.

Alkohol-Wasserdampf			Gewicht von 1 cbm Luft bei der Temperatur	Gewicht von 1 cbm Alkohol-Wasserdampf b. der Temperatur	Durch-		
Gew. % an Alkohol	Temperatur t_d	Spezif. Gewicht σ_d	t_d	t_d	40	50	60
					Geschwin-		
0	100	0,623	1,041	0,648	11,76	13,11	14,35
5	99,5	0,643	1,043	0,670	11,50	12,82	14,08
10	99	0,664	1,044	0,693	11,34	12,64	13,89
15	98,6	0,686	1,045	0,715	11,18	12,46	13,69
20	98,3	0,709	1,046	0,742	10,94	12,19	13,30
25	98	0,735	1,047	0,768	10,82	12,06	13,25
30	97,2	0,763	1,049	0,799	10,58	11,79	12,96
35	96,3	0,792	1,052	0,833	10,34	11,50	12,66
40	95	0,824	1,056	0,870	10,12	11,28	12,36
45	93,8	0,859	1,059	0,909	9,92	11,06	12,12
50	92.4	0,896	1,060	0,950	9,68	10,77	11,84
55	90,9	0,937	1,067	0,999	9,42	10,50	11,53
60	89,5	0,981	1,071	1,050	9,22	10,28	11,29
65	87,8	1,031	1,076	1,109	8,98	10,00	11,00
70	86,3	1,088	1,081	1,176	8,72	9,72	10,68
75	84,5	1,148	1,086	1,247	8,48	9,45	10,38
80	82,7	1,214	1,092	1,326	8,20	9,14	10,00
85	80,5	1,292	1,098	1,418	7,92	8,83	9,70
90	79	1,378	1,103	1,520	7,66	8,54	9,38
95	78,7	1,479	1,104	1,632	7,42	8,27	9,08
100	78,4	1,593	1,105	1,750	7,14	7,96	8,74

Beispiel. Durch ein Rohr von 0,100 m Drm. und 20 m Länge strömt Wasserdampf von atmosphärischer Spannung (dessen Gewicht pro 1 cbm: $\gamma_d = 0{,}6059$ ist), bei einem Druckverlust von 0,5 % (d. h. also, wenn $z_d = \frac{0{,}5}{100}\,10 = 0{,}05$ ist), mit einer Geschwindigkeit von

$$v_d = \sqrt{\frac{1000 \cdot 0{,}1}{0{,}0015 \cdot 20}} \sqrt{\frac{0{,}05}{0{,}6050}} = \sqrt{275} = 16{,}6 \text{ m}$$

in 1 Sekunde.

Das Dampfgewicht, welches bei dieser Geschwindigkeit in 1 Stunde durch das Rohr strömt, ist:

$$D = 16{,}6 \cdot 0{,}6059 \frac{0{,}1^2 \cdot 3{,}1415}{4} 3600 = 275 \text{ kg}.$$

Nach Eberle würde bei dem gleichen Druckverlust die Geschwindigkeit sein dürfen

$$v_d = \sqrt{\frac{1000 \cdot 0{,}1}{0{,}001 \cdot 20}} \sqrt{\frac{0{,}05}{0{,}6050}} = \sqrt{413} = 20{,}3 \text{ m}$$

Tabelle 33.

3 m Länge, bei 1,1 Atm. abs. Druck und 0,1 % Druckverlust nach Gleichung 143.

messer d der Rohre in mm									
70	80	90	100	125	150	175	200	225	250
digkeiten v_d der Alkohol-Wasserdämpfe in m/sek.									
15,29	16,36	17,60	18,58	20,58	22,93	24,69	26,28	27,90	29,4
14,95	16,10	17,20	18,17	20,13	22,42	24,15	25,85	27,31	28,74
14,74	15,87	17,01	17,91	19,84	22,11	23,81	25,34	26,93	28,35
14,53	15,65	16,77	17,66	19,56	21,80	23,47	24,96	26,55	27,95
14,22	15,31	16,41	17,28	19,15	21,34	22,97	24,45	25,98	27,35
14,06	15,14	16,23	17,09	18,95	21,10	22,72	24,19	25,69	27,05
13,75	14,81	15,87	16,71	18,51	20,63	22,21	23,64	25,13	26,45
13,44	14,47	15,51	16,34	18,10	20,16	21,72	23,10	24,56	25,85
13,1	14,17	15,18	15,99	17,41	19,74	21,25	22,61	24,13	25,30
12,89	13,89	14,88	15,67	17,36	19,34	20,80	22,17	23,56	24,80
12,57	13,54	14,52	15,26	16,90	18,84	20,28	21,59	22,94	24,15
12,24	13,18	14,12	14,88	16,48	18,37	19,78	21,05	22,37	23,75
11,98	12,81	13,83	14,56	16,13	17,98	19,36	20,60	21,89	23,05
11,67	12,57	13,47	14,17	15,71	17,51	18,85	20,07	21,33	22,45
11,33	12,21	13,08	13,77	15,26	17	18,31	19,49	20,71	21,80
11,00	11,87	12,72	13,39	14,84	16,53	17,80	18,75	20,14	21,20
10,66	11,48	12,3	12,95	14,35	16	17,22	18,32	19,47	20,50
10,29	11,09	11,88	12,55	13,86	15,46	16,63	17,70	18,81	19,80
9,96	10,72	11,49	12,10	13,40	14,96	16,10	17,12	18,19	19,15
9,65	10,39	11,13	11,72	12,88	14,47	15,58	16,58	17,62	18,75
9,28	10,00	10,71	11,28	12,54	13,92	15	15,96	16,96	17,85

und das Dampfgewicht pro Stunde

$$D = 20{,}3 \cdot 0{,}6059 \cdot \frac{0{,}1^2 \cdot 3{,}140}{4} \cdot 3600 = 345 \text{ kg}.$$

Rohrleitungen für Dämpfe von sehr geringer Spannung (Vakuum) sind selten länger als 20 m. Dampfleitungen mit höheren Spannungen haben allerdings oft viel größere Ausdehnung. Ist die Rohrleitung nicht 20 m lang, sondern hat sie die Länge l_a, so findet man die in diesem Fall pro Stunde zulässige Geschwindigkeit und das durchströmende Dampfgewicht durch Multiplikation der in den Tabellen 31 und 32 angegebenen Werte mit dem Faktor:

$$\sqrt{\frac{20}{l_a}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (147)$$

Will man einen anderen Druckverlust z_a (nicht $^1/_2$ % oder

1/3 %) in der Rohrleitung zulassen, so muß man, um die Tabellen 31 und 32 richtig benutzen zu können, ihre Angaben mit $\sqrt{\frac{z_a}{0{,}5}}$ oder $\sqrt{\frac{z_a}{0{,}333}}$ multiplizieren. z_a ist dabei als die Prozentzahl einzusetzen:

zum Beispiel bei 1 % ist $z_a = 1$, bei 5 % ist $z_a = 5$.

Um die Dampfgewichte für die Länge l_a und den Druckverlust z_a zu erhalten, muß man also die Gewichte aus Tabelle 32 mit

$$\sqrt{\frac{20\, z_a}{l_a\, 0{,}5}} = \sqrt{\frac{z_a}{l_a}}\, 40 \text{ (nach F. u. G.)} \quad . \quad . \quad \textbf{(148)}$$

oder $\sqrt{\frac{20\,.\,z_a}{l_a\,.\,0{,}333}} = \sqrt{\frac{z_a}{l_a}}\, 60$ (nach E.)

multiplizieren.

Ist zum Beispiel:

der zugelassene Druckverlust	die Rohrlänge 10	20	30	40	50 m
	so sind die Dampfgewichte Tab. 32 zu multiplizieren				
	nach Fischer und Gutermuth mit:				
1 %	2,00	1,41	1,15	1,00	0,89
2 %	2,82	2,00	1,63	1,41	1,26
5 %	4,47	3,16	2,58	2,23	2,00
	nach Eberle mit:				
1 %	2,45	1,73	1,41	1,22	1,09
2 %	3,46	2,45	2,00	1,73	1,54
5 %	5,47	3,87	3,16	2,73	2,45

B. Für Alkohol-Wasserdampf.

Die Tabelle 34 gibt die Gewichte an Alkohol-Wasserdämpfen, die in einer Stunde durch Rohrleitungen von verschiedener Weite ohne erheblichen Druckverlust geführt werden können. Bei ihrer Berechnung ist angenommen worden, daß auch für dieses Dampfgemisch dieselben Formeln wie für reinen Wasserdampf gelten. Da aber diese Dämpfe fast nur in den stets kurzen Verbindungsrohren zwischen gewissen Teilen von Rektifizier- und Destillier-Apparaten geleitet werden, und weil man sich immer bemüht, den Druck in diesen Apparaten so niedrig wie möglich zu halten, so ist der Tabelle 34 eine Rohrlänge von $l = 3$ m und ein Druckverlust von 10 mm Wassersäule ($z = 0{,}01$) zugrunde gelegt.

In den genannten Apparaten herrscht meistens ein Druck von etwa 1,1 Atmosphäre (abs.), daher ist der Wert für $p = 10\,367 + 1033 = 11\,369$ in die Rechnung geführt worden.

Die Alkoholwasserdämpfe können jede beliebige Zusammensetzung haben und ihre Mischungen können von 1—99,8 Gewichtsprozent Alkohol schwanken. Jede dieser Mischungen hat ein anderes spezifisches Gewicht, eine andere Siedetemperatur, und es war daher nötig, für jede von ihnen das Gewicht eines cbm bei ihrer Temperatur und bei atmosphärischem Druck zu bestimmen.

Die Temperaturen der verschiedenen Alkohol-Wasserdämpfe bei atmosphärischem Druck sind bekannt und ihre spezifischen Gewichte haben wir einer von uns verfaßten Abhandlung entnommen. So ergab das in bekannter Art für einen Druck von 1,1 Atm. und die Temperatur jeder der Dampfmischungen, in Stufen von 5 zu 5^0 ausgerechnete, und mit dem spezifischen Gewicht der entsprechenden Alkohol-Wasserdampfmischung multiplizierte Luftgewicht das wirkliche Gewicht von 1 cbm Alkohol-Wasserdampf bei einem Druck von 1,1 Atm. abs.

Mit Hilfe der Gleichung (144):

$$v_d = \sqrt{\frac{1000 \cdot z_d \cdot d}{0{,}0015 \cdot l \cdot \gamma_d}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (149)$$

ist dann durch Einsetzen der Werte: $l = 3$, $z_d = 0{,}01$, $\gamma_d = 0{,}648$ bis 1,75, $d = 0{,}04$ bis 0,25 die zulässige Geschwindigkeit dieser Dämpfe in Rohren von 40 bis 250 mm Drm. gefunden worden. Die Resultate dieser Rechnungen sind in der Tabelle 33 zusammengestellt.

Will man auch hier nach Eberle im Divisor der Gleichung statt 0,0015 setzen 0,001, so muß man in Tabelle 33 die zulässigen Geschwindigkeiten und in Tabelle 34 die Dampfgewichte mit 1,224 multiplizieren.

Aus den Geschwindigkeiten und den spezifischen Gewichten der betreffenden Alkohol-Wasserdämpfe (Tabelle 33) ergaben sich dann leicht ihre in einer Stunde bei einem Druck von 1,1 Atm. und einem Druckverlust von $z_d = 0{,}01$ m Wassersäule durch Rohre von 3 m Länge und verschiedenen Durchmessern strömenden Gewichte, wie sie in der Tabelle 34 zusammengestellt sind.

Tabelle 34.

Gewicht an Alkohol-Wasserdampf in kg, das in 1 Stunde Wassersäule) durch Rohre von 40—250 mm Drm.

Gewichts-Prozent des Alkohol-Dampfes %	Durchmesser d der Rohre in mm					
	40	50	60	70	80	90
	Gewicht in kg des Alkohol-Wasserdampfes					
0	34	57,7	93	134	191	258
5	35	58,3	94	137	194	261
10	35,3	59,6	96	139	197	267
15	36	60,5	97	141	201	272
20	36,5	61,4	101	145	204	276
25	37,3	62,9	102	148	209	282
30	38	63,9	103	151	213	288
35	39	65,2	105	153	217	293
40	40	66,6	108	156	222	300
45	40,5	68	110	161	227	307
50	41,4	69,5	113	163	231	311
55	42,4	71,4	115	167	237	320
60	43,6	73,4	119	173	242	330
65	44,8	75,4	122	177	250	339
70	45,5	77,5	126	181	257	357
75	47,6	80	130	188	266	359
80	48,7	82,7	133	192	273	368
85	50,5	86,1	138	198	282	378
90	52,4	88,8	143	207	292	396
95	54,5	92,2	148	215	304	410
100	56,52	94,8	154	223	317	425

C. Für Luft.

Über den Druckverlust stark verdünnter Luft in mäßig langen Rohrleitungen sind unseres Wissens nur wenige Versuche gemacht worden, dagegen liegen solche über Spannungsverluste in langen Druckluftleitungen in ziemlicher Anzahl vor. Wir erwähnen die Folgenden:

1. des Chef-Ingenieurs H. Stockalper am St. Gotthardt-Tunnel (1880) mit Rohren von 200 mm l. W., 4500 mm Länge und 150 mm l. W., 552 m Länge. Luftspannung 3,6—5,4 Atm. abs. — Geschwindigkeit 4,7—11,3 m;

2. des Prof. A. Devillez und der Ingenieure Cornet und Mahiva im Kohlenbergwerk Levant du Flénu (1881) mit Rohren von 125 mm

Tabelle 34.

bei 1,1 Atm. absolutem Druck und 0,1 % Druckverlust (10 mm und 3 m Länge strömt nach Gleichung 143.

Durchmesser d der Rohre in mm						
100	125	150	175	200	225	250
das 1 Stunde durch das Rohr strömt						
336	587	940	1385	2045	2674	3394
340	594	950	1393	2077	2680	3402
345	606	970	1429	2109	2688	3470
350	617	986	1449	2134	2714	3528
355	627	1000	1472	2145	2756	3585
361	643	1025	1510	2178	2817	3670
368	653	1043	1535	2184	2869	3733
378	666	1061	1564	2198	2922	3802
389	681	1081	1600	2223	2993	3889
399	693	1111	1636	2276	3060	3985
405	707	1186	1668	2317	3117	4052
417	727	1218	1714	2378	3199	4195
428	746	1251	1757	2444	3286	4275
440	767	1287	1809	2509	3381	4397
453	789	1326	1860	2576	3481	4505
467	816	1365	1913	2648	3583	4629
480	836	1400	1963	2721	3691	4770
498	868	1445	2030	2890	3813	4965
514	890	1509	2208	2940	3952	5141
524	924	1558	2230	3050	4111	5400
554	970	1697	2286	3173	4228	5550

l. W., 981 m Länge und 73 mm l. W., 172 m Länge. Luftspannung 3,3—5,3 Atm. abs. — Geschwindigkeit 2—12,2 m;

3. der Professoren Gutermuth und Riedler an der Druckluftanlage in Paris (1890) mit Rohren von 300 mm Durchmesser und 16 502—8759—4403—3340 m Länge. Luftspannung 6,2—8 Atm. abs. — Geschwindigkeit 2,7—86 m;

4. des Herrn Prof. Dr. H. Lorenz an der Druckluftanlage der Stadt Offenbach a. M. am 17. Januar 1892 mit Rohren von 100 mm l. W., 299 m Länge. Luftspannung 6,7 Atm. abs. — Geschwindigkeit 7,8—9,3 m.

Die Herren Riedler und Gutermuth geben als Resultat ihrer Versuche für den Druckverlust die Gleichung:

$$z_l = \frac{533}{10^{10}} \cdot \gamma \cdot \frac{l}{d} v_l^2 \quad (z_l \text{ in kg pro 1 qcm}) \quad . \quad . \quad (150)$$

oder

$$v_l = \sqrt{\frac{z_l \,.\, 10^{10} \,.\, d}{533 \,.\, l \,.\, \gamma}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (151)$$

Für einen Druckverlust von 0,5 % würden nach dieser Gleichung bei 20 m Rohrlänge die zulässigen Luftgeschwindigkeiten in Rohren von 50—350 mm Drm. die folgenden sein:

Rohrdurchmesser	50	60	70	80	90	100	125	mm
v_l =	13,8	14,8	16	17,26	18,17	19,38	22,1	m
Rohrdurchmesser	150	175	200	225	250	300		mm
v_l	24,1	26,19	27,25	28,61	30,29	33,31		m

Herr Prof. Dr. H. Lorenz, der in der Zeitschr. d. V. d. Ing. 1892, Seite 621 und 835 eine Neuberechnung der älteren und der eigenen Versuche veröffentlicht, gelangt zu folgender empirischer Formel, deren Ergebnisse mit allen angeführten Versuchen vorzüglich harmonieren:

$$z_l = p_m \cdot \beta \cdot \frac{273}{T} \,.\, l \,.\, v_l^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (152)$$

und hieraus:

$$v_l = \sqrt{\frac{z_l \, T}{p_m \,.\, \beta \,.\, 273 \,.\, l}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (153)$$

wird z_l in Prozenten (x) von p_m ausgedrückt, so ist $z_l = \frac{x}{100} p_m$ und:

$$v_l = \sqrt{\frac{\frac{x}{100} p_m \, T}{p_m \,.\, \beta \,.\, 273 \,.\, l}} = \sqrt{\frac{x \,.\, T}{100 \,.\, \beta \,.\, 273 \,.\, l}} \quad . \quad . \quad \mathbf{(154)}$$

Darin bedeutet: p_a den absoluten Druck am Anfang, p_e den am Ende und $p_m = \frac{p_a + p_e}{2}$ den absoluten Mitteldruck in kg/qcm, $z_l = p_a - p_e$ den Druckverlust in kg/qcm.

T ist die absolute mittlere Lufttemperatur: l die Länge der Rohrleitung in m; v_l die Luftgeschwindigkeit, d der Rohrdurchmesser in mm; β ist ein vom Rohrdurchmesser abhängiger Faktor.

$$\beta = \frac{0{,}52}{d^{1{,}30933}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (155)$$

Die für die verschiedenen Rohrdurchmesser ausgerechneten Werte von β sind nach Lorenz die folgenden:

Rohrdrchm. $d =$	50	75	100	125	150
$\beta =$	0,003103	0,001824	0,001257	0,000934	0,000736
$d =$	175	200	250	300	350
$\beta =$	0,000601	0,000504	0,000377	0,000297	0,000243

Die Gleichung (154) gibt für gleiche Druckverluste eine etwas geringere Geschwindigkeit der Luft als zulässig an als die Gleichung 151. Mangels bezüglicher Untersuchungen nehmen wir an, daß die Gleichung 154 auch für Luftleitungen gilt, in denen erheblich geringerer Druck als der atmosphärische herrscht. Mit ihrer Hilfe wurde daher die Tabelle 35 berechnet, die das in 1 Stunde durch Rohre von 40—350 mm Durchmesser und 20 m Länge, mit 0,5 % Druckverlust zu leitende Luftgewicht L angibt.

Will man die Erörterungen dieses Abschnitts XVII für die am häufigsten vorkommenden Fälle (etwas ungenau zwar) kurz zusammenfassen, so lehren sie, daß man den Zu- und Ableitungs-Rohren der Apparate zur Verdampfung von je 100 kg Wasser in 1 Stunde folgende Querschnitte geben kann:

für Heizdampf-Zugang	bei	3,00	Atm.	abs.	2,5—3 qcm
„ „ „	„	1,25	„	„	7—12 „
„ abgehenden Dampf	„	1,00	„	„	6—12 „
„ „ „	„	125	mm	Vakuum	8—16 „
„ „ „	„	250	„	„	10—20 „
„ „ „	„	700	„	„	60—100 „
„ abgehende Luft	„	700	„	„	2—4 „

Dr. Ing. Fritzsche, Dresden veröffentlicht in der Z. d. V. d. Ing. 1908, S. 81 (Forschungsergebnisse) die Resultate der von ihm in der technischen Hochschule Dresden mit Gasrohren von 26 und 39 mm Drm., 19,58 m Länge angestellten Versuche, bei denen Luftgeschwindigkeiten von 2,515 bis 45,55 m, Drucke von 0,2092 bis 11,157 Atm. und Temperaturen von 15 bis 92° in den Bereich der Untersuchungen gezogen wurden. Die sehr zahlreichen Versuche führen Herrn Fritzsche zu der Gleichung:

Tabelle 35.

Luftgewicht L (bei 15°), das bei einem Vakuum von 0—740 mm und ½% Druckverlust in 1 Stunde durch Rohre von 40—350 mm Weite und 20 m Länge strömt (nach Lorenz).

Rohrdurchmesser	Geschwindigkeit der Luft im Rohr	Absoluter Druck der Luft in mm								
		1520	760	190	150	120	110	55	35	20
		Vakuum in mm								
d	v_t	—	0	570	610	640	650	705	725	740
mm	m	Luftgewicht L in kg, das in 1 Stunde durch das Rohr strömt								
40	8,3	90	45	11,4	9,2	7,4	6,7	3,3	2,1	1,2
50	9,2	154	77	20	15,7	12,5	10,5	5,7	3,7	2,9
60	10,2	272	136	35	27,5	22	20	10	6,4	3,7
70	11,4	380	190	48	37,5	30	28	14	9	5,0
80	12,8	556	278	70	56,2	45	42	20	13	7,4
90	13,8	766	383	98	76,4	61	56	28	18	10,3
100	14,5	988	494	126	100	79	73	36	23	13
125	16,8	1786	893	228	180	143	132	66	42	24
150	19	2910	1455	380	293	233	213	106	68	40
175	21	4380	2190	570	440	351	322	160	102	60
200	23	6266	3133	798	625	500	462	230	147	84
250	26,6	10788	5394	1368	1080	864	802	400	252	144
300	30	18394	9197	2337	1840	1470	1350	674	430	246
350	33	27574	13172	3515	2750	2200	2090	1040	641	370

$$p_v = p_m \varphi \frac{l \cdot v^2}{d\,T} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (156)$$

in der der absolute Druck p_m im Rohr und p_v der Druckverlust im Rohr in Atm., die Länge l und die Geschwindigkeit v in Metern, die Durchmesser d in Millimetern angegeben sind und in der der Faktor φ durch den Ausdruck:

$$\varphi = 0{,}0864 \left(\frac{T}{p \cdot v}\right)^{0{,}148} d^{-0{,}269} \quad . \quad . \quad . \quad (157)$$

bedingt ist.

Wird p_v in Prozenten (x) von p_m ausgedrückt, so ist die Geschwindigkeit im Rohr

$$v = \sqrt{\frac{\frac{x}{100} \cdot d \cdot T}{l \cdot \varphi}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (158)$$

Fritzsche gibt zur Bequemlichkeit für die Ausrechnung eine Tabelle für die verschiedenen Werte von φ, die ich erweitert habe und in dieser Form hier folgen lasse.

Mit Hilfe der Gleichung (158) ist dann die Tabelle 35a ausgerechnet worden und zwar für Rohre von 10 bis 400 mm Drm., 20 m Länge, einen Druckverlust von $x = 0{,}5\,\%$ der Lufttemperatur $T = 280^0$. Die Spalten 2, 4, 6, 8 geben die Geschwindigkeiten, während die Spalten 3, 5, 7, 9 das in einer Stunde durch die Rohre mit 0,5 % Druckverlust strömende Luftgewicht anzeigen.

Ein Vergleich dieser Zahlen mit denen der Tabelle 35 (Lorenz) lehrt, daß die neue Tabelle (35a, Fritzsche) etwas kleinere Luftgewichte als die erstere angibt, daß aber der Unterschied nur gering ist.

Tabelle 35a.

Luftgewicht L (bei 7°), das bei absolutem Druck $p = 1$ bis 0,05 Atm. im Rohr mit $^1/_2\,\%$ Druckverlust in 1 Stunde durch Rohre von 10—400 mm Weite und 20 m Länge strömt (nach Fritzsche).

Lichter Rohrdurchmesser d	Absoluter Druck in Atm.							
	$p_m = 1$		0,5		0,1		0,05	
	Absoluter Druck in m Q. S.							
	760		380		76		38	
	Vakuum in mm Q. S.							
	0		380		684		722	
mm	v_t	kg	v_t	kg	v_t	kg	v_t	kg
10	2,7	0,928	2,44	0,434	2,4	0,0853	2,4	0,0426
20	4,24	3,390	4,20	1,681	3,74	0,2992	3,46	0,1384
30	5,9	18,88	5,4	8,64	4,9	1,568	4,3	0,688
40	7,2	40,94	6,7	19,05	5,9	3,356	5,55	1,578
60	9,5	124,60	8,9	57,91	7,75	10,087	7,3	4,750
80	12,5	284,5	11	125,2	9,85	22,419	8,9	10,13
100	13,4	481	11,75	208,7	11	39,10	10,49	18,84
150	17.7	1416	17,3	692	14,97	119,79	13,7	54,8
200	21,8	3102	20,25	1440.7	18	256,1	17,2	122,38
300	28,5	9123	26,5	4240	24,5	784,2	22,36	357,7
400	34,15	19620	33	9385	29	1649,5	27,2	773,5

Werte von $\varphi = 0{,}864 \left(\frac{T}{p \cdot v}\right)^{0{,}148} d^{-0{,}269}$ (nach Fritzsche — erweitert v. d. Verfasser).

d \ $\frac{T}{p \cdot v}$	1	1,5	2	3	4	6	8	10	15	20	30	40
10	0,0465	0,0494	0,0515	0,0547	0,0571	0,0606	0,0633	0,0654	0,0694	0,0725	0,0769	0,0803
20	0,0386	0,0410	0,0428	0,0454	0,0474	0,0503	0,0525	0,0543	0,0576	0,0601	0,0639	0,0666
30	0,0346	0,0368	0,0383	0,0407	0,0425	0,0451	0,0471	0,0487	0,0517	0,0539	0,0573	0,0598
40	0,0320	0,0340	0,0355	0,0377	0,0393	0,0418	0,0436	0,0450	0,0478	0,0499	0,0530	0,0553
60	0,0287	0,0305	0,0318	0,0338	0,0353	0,0375	0,0391	0,0404	0,0429	0,0447	0,0475	0,0496
80	0,0266	0,0282	0,0295	0,0313	0,0326	0,0347	0,0362	0,0374	0,0397	0,0414	0,0440	0,0459
100	0,0250	0,0266	0,0277	0,0295	0,0307	0,0326	0,0341	0,0352	0,0374	0,0390	0,0414	0,0432
150	0,0225	0,0238	0,0249	0,0264	0,0276	0,0293	0,0305	0,0316	0,0335	0,0350	0,0371	0,0388
200	0,0208	0,0221	0,0230	0,0245	0,0255	0,0271	0,0283	0,0292	0,0310	0,0324	0,0344	0,0359
300	0,0186	0,0198	0,0206	0,0219	0,0229	0,0243	0,0254	0,0262	0,0278	0,0290	0,0308	0,0322
400	0,0172	0,0183	0,0191	0,0203	0,0212	0,0225	0,0235	0,0243	0,0258	0,0269	0,0285	0,0298

d \ $\frac{T}{p \cdot v}$	60	80	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000
10	0,0853	0,0890	0,0920	0,1000	0,1086	0,1132	0,1170	0,1203	0,1216	0,1252	0,1272	0,1293
20	0,0708	0,0738	0,0763	0,0844	0,0897	0,0934	0,0966	0,0992	0,1008	0,1033	0,1054	0,1071
30	0,0634	0,0662	0,0684	0,0757	0,0805	0,0828	0,0866	0,0891	0,0905	0,0936	0,0946	0,0961
40	0,0587	0,0613	0,0633	0,0710	0,0748	0,0783	0,0805	0,0826	0,0838	0,0875	0,0885	0,0893
60	0,0527	0,0549	0,0568	0,0632	0,0667	0,0699	0,0722	0,0743	0,0757	0,0772	0,0788	0,0801
80	0,0487	0,0509	0,0526	0,0583	0,0607	0,0647	0,0667	0,0685	0,0694	0,0713	0,0730	0,0742
100	0,0459	0,0479	0,0496	0,0550	0,0583	0,0608	0,0629	0,0646	0,0653	0,0671	0,0685	0,0697
150	0,0411	0,0429	0,0444	0,0492	0,0523	0,0545	0,0563	0,0579	0,0584	0,0602	0,0614	0,0624
200	0,0381	0,0398	0,0411	0,0455	0,0483	0,0503	0,0520	0,0533	0,0541	0,0555	0,0567	0,0576
300	0,0342	0,0356	0,0368	0,0409	0,0435	0,0453	0,0468	0,0480	0,0486	0,0500	0,0511	0,0518
400	0,0316	0,0330	0,0341	0,0379	0,0402	0,0420	0,0433	0,0445	0,0451	0,0463	0,0473	0,0480

XVIII. Die Weite der Wasser-Rohrleitungen.

Die Menge des in bestimmter Zeit durch eine Rohrleitung fließenden Wassers hängt von dem Druck ab, der die Bewegung erzeugt und von den Hemmnissen (Krümmer, Abzweige, Verengungen, Rauheit der Wand etc., die sich im Rohre der Bewegung widersetzen.

Man darf annehmen, daß (abgesehen von Pumpen, Saug- und Druck-Rohren, die hier nicht betrachtet werden) der die Wasserbewegung erzeugende Druck geschaffen wird entweder allein durch ein hochaufgestelltes Wassergefäß, in welchem Falle die Grenzen der Druckhöhe etwa 0,5—15 m sein werden, oder allein durch einen Vakuum-Kondensator, in welchem Falle die Druckhöhe gleich ist der dem Vakuum entsprechenden Wassersäule, abzüglich der Höhe vom Wassereintritt in den Kondensator bis zum Wasserspiegel. Da das Vakuum im Kondensator stets kleiner als das theoretische ist, so kann die eben genannte Druckhöhe (selbst angenommen, daß der Wasserspiegel sich in der Höhe des Wassereintritts in den Kondensator befindet) in der Praxis höchstens 10 m betragen.

Endlich kann der die Wasserbewegung erzeugende Druck bewirkt werden durch ein hoch aufgestelltes Wassergefäß und das Vakuum im Kondensator. In diesem Falle wird die maximale Druckhöhe $10 + 15 = 25$ m selten überschreiten.

Wir wollen nun die Wassermengen feststellen, die in einer Stunde durch Rohre verschiedener Weite bei Druckhöhen von 0,5 bis 25 m fließen können, und dazu ist es nötig, die in jedem Falle tatsächlich eintretende Wassergeschwindigkeit v_w zu bestimmen.

Bedeutet: v_w = die Wassergeschwindigkeit in m pro 1 Sek.,
h_w = die gesamte vorhandene Druckhöhe in m,
so ist die am Ende des Rohres auftretende theoretische Geschwindigkeit:

$$v_w = \sqrt{2 \cdot g \cdot h_w} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (159)$$

$$h_w = \frac{{v_w}^2}{2\,g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (160)$$

Diese theoretische Geschwindigkeit wird nie erreicht, weil in jeder Rohrleitung mehrere Ursachen für die Verlangsamung der

Wasserbewegung vorhanden sind, welche Ursachen die „Widerstände der Bewegung" genannt werden. Man kann sich vorstellen, daß von der ganzen zur Verfügung stehenden Druckhöhe h_w je ein Teil h_1 h_2 h_3 etc. dazu verbraucht werden muß, um je einen dieser Widerstände zu überwinden, und daher nennt man diese Höhen: Widerstandshöhen. Jede dieser Höhen h_1 h_2 h_3 würde dem Wasser (wenn keine Widerstände zu überwinden wären) eine entsprechende Geschwindigkeit v_1 v_2 v_3 erteilen, so daß, wenn v_w die effektiv erzielte Geschwindigkeit und h die zur Erzielung dieser Geschwindigkeit theoretisch notwendige Wasserdruckhöhe bedeutet, die gesamte zur Verfügung stehende Druckhöhe $h_w = h + h_1 + h_2 + h_3 \ldots$ die Geschwindigkeit $v_w + v_1 + v_2 + v_3 \ldots$ erzeugen würde, d. h. es wäre:

$$h_w = h + h_1 + h_2 + h_3 = \frac{v_w^2}{2g} + \frac{v_1^2}{2g} + \frac{v_2^2}{2g} + \frac{v_3^2}{2g} \quad (161)$$

Nun kann man h_1 h_2 h_3 als Teile der Höhe h bezeichnen und schreiben:

$$h_w = h + \zeta_1 h + \zeta_2 h + \zeta_3 h \ldots \quad (162)$$

worin h die zur Erzielung der wirklich erreichten Geschwindigkeit v_w nötige (theoretische) Druckhöhe ist.

ζ_1 ζ_2 ζ_2 werden die Widerstands-Koeffizienten genannt.

Da nun $h = \frac{v^2}{2g}$ ist, so folgt:

$$h_w = \frac{v_w^2}{2g} + \zeta_1 \frac{v_w^2}{2g} + \zeta_2 \frac{v_w^2}{2g} + \zeta_3 \frac{v_w^2}{2g} \quad \ldots \quad (163)$$

oder:

$$h_w = \frac{v_w^2}{2g} (1 + \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_3) \ldots \quad (164)$$

und hieraus die wirkliche Geschwindigkeit des Wassers in Rohrleitungen:

$$v_w = \frac{\sqrt{h_w 2g}}{\sqrt{1 + \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_3}} \ldots \quad (165)$$

Die Widerstands-Koeffizienten bestimmt man als Teile der Höhe h:

$\zeta_1 = 0{,}505$ ist der Widerstands-Koeffizient für den Eintritt des Wassers aus dem Wassergefäß in das Rohr. Er schwankt zwischen 0,08—0,505. Wenn man die Eintrittsstelle abrundet und

konisch macht, so ist ζ_1 klein, allein wir wählen ihn der Sicherheit wegen $= 0{,}505$.

$\zeta_2 = 0{,}805$ ist der Koeffizient für ein Knie. Für rechtwinklige Kniee, deren Krümmungsradius $= r = 3\,d$ ($d =$ Rohrdurchmesser) ist, kann $\zeta_2 = 0{,}161$ gesetzt werden. In der folgenden Tabelle 36 werden für jedes Rohr 5 Kniee angenommen, so daß wir zu setzen haben $\zeta_2 = 5 \,.\, 0{,}161 = 0{,}805$.

$\zeta_3 = 0{,}6$ bedeutet den Widerstand eines Hahnes oder eines Ventiles. Wenn diese Abschlüsse fast ganz offen sind, so darf man setzen $\zeta_3 = 0{,}6$, sobald man aber die Hähne oder Ventile mehr oder weniger schließt, wächst der Widerstands-Koeffizient ganz enorm.

$\zeta_4 = 1$ ist der Widerstand, der durch den Eintritt des Wassers in ein Gefäß entsteht. Ist der Querschnitt des Rohres $= Q$, derjenige des Gefäßes $= Q_1$, so wird aus der Geschwindigkeit v im Rohre die Geschwindigkeit $v_1 = v\,\frac{Q}{Q_1}$ im Gefäß. Die Widerstandshöhe ist daher:

$$h_4 = \frac{\left(v - v\,\frac{Q}{Q_1}\right)^2}{2\,g} = \left(1 - \frac{Q}{Q_1}\right)^2 \frac{v^2}{2\,g} \quad . \quad . \quad . \quad (166)$$

und da $\frac{v^2}{2\,g} = h$ ist, so folgt:

$$h_4 = \zeta_4\,h \text{ und } \left(1 - \frac{Q}{Q_1}\right)^2 = \zeta_4 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (167)$$

Ist Q_1 im Verhältnis zu Q recht groß, wie es wohl fast immer der Fall, so wird der Bruch $\frac{Q}{Q_1}$ sehr klein und $\left(1 - \frac{Q}{Q_1}\right)^2$ weicht sehr wenig von 1 ab. Wir nehmen also $\zeta_4 = 1$ an.

$\zeta_5 = \lambda\,\frac{l}{d} =$ der Koeffizient für die Reibung im Rohre. Für λ gilt die Darcysche Formel:

$$\lambda = 0{,}01989 + \frac{0{,}0005078}{d} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (168)$$

und diesen Koeffizienten muß man für jeden Durchmesser und für jede Rohrlänge besonders feststellen. In der kleinen Tabelle auf Seite 200 finden sich die Werte von λ für die Durchmesser 0,020 bis 0,450 m angegeben.

Fortsetzung siehe Seite 200.

Tabelle 36.

Wassermenge W in Kubikmetern, die in 1 Stunde durch Rohre von Druckhöhen von 0,5—25 m strömt

Druckhöhe h_w m	Rohrlänge l m	Lichte Weite der Rohre in mm					
		30	35	40	45	50	60
		Wassermenge W in Kubikmetern p. 1 Stunde					
0,5	10	2,0	2,9	4,1	5,5	6,9	10,9
	20	1,5	2,2	3,1	4,2	5,5	8,7
	40	1,4	1,7	2,3	3,2	4.2	6,5
	60	0,9	1,3	1,8	2,6	3,5	5,6
	80	0,8	1,2	1,6	2,3	2,9	4,9
	100	0,7	1,1	1,5	2,1	2,7	4,4
1,0	10	2,8	4,1	5,8	7,8	9,8	15,3
	20	2,2	3,1	4,4	6,0	7,8	12,3
	40	1,6	2,4	3,3	4,5	5,8	9,2
	60	1,3	1,9	2,6	3,7	4,9	7,9
	80	1,2	1,7	2,4	3,1	4,1	7,1
	100	0,9	1,6	2,2	3,0	3,9	6,2
2,0	10	4,3	5,8	8,1	11,0	13,8	21,8
	20	3,1	4,4	6,3	8,5	11,1	17,4
	40	2,3	3,3	4,7	6,3	8,3	13,1
	60	1,8	2,7	3,7	5,3	7,0	11,3
	80	1,6	2,3	3,4	4,6	5,9	10,0
	100	1,5	2,2	3,1	4,2	5,5	8,9
3,0	10	5,0	7,1	9,8	13,5	16,0	26,6
	20	3,8	5,5	7,7	10,4	12,8	21,3
	40	2,8	4,1	5,7	7,8	9,6	16,0
	60	2,2	3,3	4,6	6,5	8,0	13,8
	80	1,9	2,9	4,1	5,6	6,9	12,3
	100	1,6	2,7	3,8	5,2	6,4	10,8
4,0	10	5,7	8,2	11,2	15,6	19,5	30,8
	20	4,3	6,3	8,7	12,0	15,6	24,6
	40	3,2	4,7	6,5	9,0	11,7	18,4
	60	2,6	3,8	5,2	8,0	9,8	16,0
	80	2,2	3,4	4,7	6,6	8,9	14,3
	100	2,1	3,1	4,3	6,0	7,8	12,3
5,0	10	6.3	8,6	12,9	17,5	22,8	34,0
	20	4,9	6,6	9,9	13,4	17,5	26,1
	40	3,6	4,9	7,4	10,1	13,1	19,6
	60	2,9	3,9	5,9	8,5	11,0	16,7
	80	2,5	3,6	5,4	7,4	9,0	14,9
	100	2,3	3,2	4,9	6,7	8,7	13,1

Tabelle 36.

30—225 mm Durchmesser und 10—20—40—60—80—100 m Länge bei (5 Kniee, 1 Ventil angenommen).

Lichte Weite der Rohre in mm								
70	80	90	100	125	150	175	200	225
Wassermenge *W* in Kubikmetern p. 1 Stunde								
15,7	21,0	27,9	35,7	57,9	84,8	117,1	156,7	203,1
12,6	17,5	23,2	29,6	49,7	75,0	106,4	142,4	184,6
9,7	13,5	18,6	21,7	39,7	60,0	85,7	113,9	147,7
8,3	11.5	15,3	20,7	34,8	55,1	81,9	109,6	142,1
7,3	10,5	13,9	18.6	31,3	49,5	74,5	99,7	129,2
6,5	9,6	12,8	16,3	29,8	45,0	70,2	95,1	121,7
22,3	31,0	39,5	49,1	81,4	120,0	165,7	220,6	288,1
17,8	25,8	32,9	41,8	70,2	106,2	150,6	202,3	261,9
13,7	19,9	26,3	33,3	56,1	84,9	120,5	161,9	209,5
11,7	16,0	21,7	29,2	49,1	78,0	115,9	155,8	201,6
10.7	15,5	19,7	26,3	44,2	70,1	105,4	141,6	183,3
9,4	14,2	18,1	23,0	42,1	64,3	99,8	133,5	172,8
31,6	42,1	49,7	69,4	115,7	170,4	234,2	315,9	406,6
25,3	35,1	41.4	59,3	99,8	150,7	212,9	287,2	369,7
19,4	27,1	33,1	47,4	79,8	120 5	170,3	229,7	295,7
16,7	23,2	27,3	41,5	69,8	110,8	162,8	221,1	284,6
14,6	21,0	24,8	37,3	62,8	99,4	149,0	201,0	258,7
12,9	19,3	22,8	32,6	59,8	90,4	140,5	189,5	244,0
39,2	45,0	68,4	85,9	141,4	209,1	287,6	386,8	504,8
31,4	37,5	57,0	72,9	121,9	185,1	261,4	351,6	458,0
24,2	28,9	45,6	58,3	97,5	148,0	209.1	281,3	364,4
20,7	24,7	37,6	51,0	85,0	136,0	201,3	270,7	352,6
18.2	22,5	34,2	45.9	76,8	122,1	183,0	248,1	319,6
16,5	20,5	31,6	40,0	73,1	111,0	172,6	232,0	302,2
44.6	52,1	78,8	98,1	163,9	243,5	333,3	447,4	580,9
35,7	43,0	65,7	83,9	141,3	215,6	303,0	407.0	528,1
27,5	33,2	52,5	67,1	113,0	172,5	242,4	325,6	422,5
23,5	28,4	43,3	58,7	98.9	158,4	233,3	313,4	406.6
21,4	25,8	39,4	52,8	89,0	141,2	212,1	284,9	369,6
19,6	23,6	36,1	46,1	84,8	129,3	199,8	256,2	332,6
50,0	66,6	87,9	110,1	183.4	272,4	371.4	499,7	645,5
40,0	55,5	73,2	94,1	158,1	241,0	337,6	454,2	586,8
30,8	42,7	58,6	75,2	126,5	192,8	270,1	363,4	469,4
26,4	36,6	48,3	65,8	110,6	177,1	259,7	338.7	451,8
23,2	33,3	43,9	59,2	99,6	159,1	236,3	317,9	410,7
21,0	30,5	40,3	51,7	94,8	144,6	222,8	299,8	387,3

Tabelle 36.

Druck-höhe h_w m	Rohr-länge l m	Lichte Weite der Rohre in mm					
		30	35	40	45	50	60
		Wassermenge W in Kubikmetern p. 1 Stunde					
6,0	10	7,3	10,0	14,2	19,1	25,0	36,0
	20	5,3	7,7	10,9	14,7	19,2	27,7
	40	4,0	5,8	8,1	11,0	14,4	20,7
	60	3,2	4,6	6,5	9,2	12,1	18,0
	80	2,7	4,2	6,0	8,1	10,9	15,7
	100	2,5	3,8	5,4	7,3	9,6	13,7
7,0	10	7,7	10,8	15,3	20,6	27,0	40,2
	20	5,7	8,3	11,8	15,9	20,8	30,9
	40	4,3	6,2	8,8	11,9	15,6	23,2
	60	3,4	5,2	7,1	10,0	13,1	20,1
	80	3,0	4,6	6,5	8,7	11,8	17,6
	100	2,7	4,1	5,9	7,9	10,4	15,4
8,0	10	8,1	11,6	16,3	22,1	28,8	44,9
	20	6,1	8,9	12,6	17,0	22,2	34,5
	40	4,6	6,7	9,4	12,7	16,6	25,9
	60	3,7	5,3	7,5	10,7	14,0	21,5
	80	3,2	4,9	6,9	9,3	12,6	19,7
	100	2,9	4,4	6,3	8,5	11,1	17,2
9,0	10	8,5	12,4	17,4	23,7	30,3	47,7
	20	6,5	9,5	13,4	18,2	24,8	36,7
	40	4,9	7,1	10,0	13,6	18,6	27,5
	60	3,9	5,7	8,0	11,4	15,7	23,8
	80	3,4	4,9	7,3	10,0	14,1	21,2
	100	3,0	4,5	6,7	9,1	12,4	18,7
10,0	10	8,9	13,0	18,3	25,1	31,6	48,5
	20	6,9	10,0	14,1	19,3	25,3	38,8
	40	5,1	7,5	10,6	14,5	19,0	29,1
	60	4,1	6,0	8,4	12,2	16,0	25,2
	80	3,6	5,5	7,7	10,6	14,4	22,5
	100	3,2	5,0	7,0	9,6	12,6	19,8
11,0	10	9,4	13,6	19,3	26,0	32,6	51,1
	20	7,2	10,5	14,9	20,0	26,1	40,8
	40	5,4	7,8	11,1	15,0	24,4	38,3
	60	4,3	6,3	8,9	12,6	16,5	26,5
	80	3,8	5,8	8,1	11,0	14,8	23,7
	100	3,5	5,2	7,4	10,0	13,0	20,8

Tabelle 36.

Lichte Weite der Rohre in mm								
70	80	90	100	125	150	175	200	225
Wassermenge *W* in Kubikmetern p. 1 Stunde								
53,1	73,5	98,5	120,6	202,7	294,7	408,5	549,6	708,4
42,4	61,3	81,2	103,1	172,7	260,8	371,4	499,7	644,0
32,7	47,2	65,0	82,5	138,1	208,6	297,1	399,7	515,2
28,0	40,4	62,4	72,4	120,8	191,5	301,3	384,7	495,7
24,6	38,7	48,7	64,9	108,8	172,1	259,9	349,7	450,8
22,2	36,7	47,8	60,9	103,6	156,4	245,1	329,8	424,0
58,4	80,1	104,4	129,6	215,9	316,9	439,0	590,0	763,5
46,7	66,7	87,0	110,7	185,5	280,5	399,1	538,2	694,1
35,9	51,4	71,6	88,7	148,4	224,4	319,3	430,5	635,3
30,8	44,0	57,4	77,6	129,8	206,1	305,1	314,4	534,5
27,1	40,0	53,6	69,8	116,8	185,1	279,4	376,7	485,9
25,9	37,6	49,8	62,9	111,3	168,3	250,5	355,2	458,1
65,0	84,6	112,6	138,8	232,7	339,5	470,4	628,1	818,7
52,0	70,5	93,8	118,6	199,2	302,1	427,7	571,0	744.2
40.0	54,3	75,1	95,1	159,4	241,7	342,1	456,8	595,4
34,3	46,5	61,9	83,0	139,4	222,1	329,3	439,6	573,0
29,7	42,3	56,3	74,7	125,4	195,5	299,3	399,7	520,9
27,3	38,8	52,7	65,2	119,5	183,7	281,6	376,6	490,0
67,0	90,9	117,9	145,7	245,9	362,2	497,1	667,3	865,9
53,6	75,7	98,3	124,6	212,0	320,5	451,9	609,4	787,2
41,2	58,5	78,6	99,7	169,6	256,4	371,5	487,5	629,7
34,7	50,5	64,8	87,2	148,4	235,6	347,9	469,2	606,1
32,1	45,4	57,9	78,5	133,5	211,5	316,3	426,6	551,0
29,4	41,6	54,0	74,7	127,2	192,3	298,2	402,2	519,5
71,4	93,7	120,9	154,4	258,7	381,8	524,7	707,7	913,1
56,3	78,1	103,3	133,1	223,0	337,7	477,0	643,3	830,1
43,4	60,2	82,6	106,4	178,4	270,1	381,6	514,6	730,5
37,2	51,5	68,1	93,1	156,1	249,1	366,3	495,3	639,2
32,6	46,8	61,9	83,8	140,5	222,9	333,9	450,3	581,1
28,2	42,9	56,8	73,2	133,8	202,6	314,8	424,6	547,8
74,3	98,1	130,5	163,0	269,2	401,8	535,9	740,0	954,1
59,4	81,7	108,8	139,6	234,1	355,5	500	672,7	867,3
45,7	63,0	87,0	119,6	187,2	284,4	400	538,2	693,8
37,2	53,9	71,8	97,7	163,8	261,3	386,1	514,4	667,8
34,4	49,0	65,2	87,8	147,4	234,6	350,1	470,9	607,1
29,8	44,9	59,8	76,7	140,4	213,3	330,0	435,5	572,4

Tabelle 36.

Druckhöhe h_w m	Rohrlänge l m	Lichte Weite der Rohre in mm: 30	35	40	45	50	60
		Wassermenge W in Kubikmetern p. 1 Stunde					
12,0	10	10,0	14,3	19,5	27,3	33,6	53,3
	20	7,5	11.0	15,0	21,1	26,8	42,7
	40	5,6	8,3	11,3	15,8	20,1	32,6
	60	4,3	6,6	9,0	13,2	17,0	27,7
	80	3,9	6,0	8,1	11,6	15,3	24,7
	100	3,7	5,4	7,4	10,5	13,4	21,7
13,0	10	10,2	14,8	20,8	28,2	35,3	55,8
	20	7,8	11,4	16.0	21,7	28,3	44,6
	40	5,9	8.5	12,0	16,3	21.2	33,4
	60	4,7	6,8	9,6	13.6	17,9	29.0
	80	4,2	6,2	8,8	11,9	16,0	25,8
	100	3,8	5,6	8,0	10,8	14,0	22,7
14,0	10	10,6	15,2	21,7	29,2	38,4	59,4
	20	8,2	11,7	16,7	22,4	29,5	45,7
	40	6.1	8,8	12,5	16,8	22,1	34,3
	60	4,9	7,0	10,0	13.5	18,0	27,9
	80	4,4	6,4	9.1	12,3	16,2	26,0
	100	4,0	5,8	8,3	11,2	14,7	22,7
15,0	10	10,9	15,7	22,3	30,4	39,6	62,1
	20	8,4	12,1	17,1	23,4	30,4	47,7
	40	6,3	9,0	12,9	17,5	22,8	35,8
	60	5,0	7,2	10,4	14,2	18,3	29,2
	80	4,6	6,6	9,3	12,8	16,7	26,2
	100	4,1	6,0	8,5	11,7	15,2	23,9
16,0	10	11,3	16,4	23,3	31,2	41.2	64,1
	20	8,7	12,6	17,9	24,0	31,6	49,3
	40	6,5	9,4	13,4	18.0	23,7	36,9
	60	5,2	7,6	10,8	14,5	19,1	30,0
	80	4,7	6,9	9,7	13,2	17,4	27,1
	100	4,3	6,2	8,9	12,0	15,8	24,7
18,0	10	12,0	17,5	24,6	33,0	42,2	68,0
	20	9,2	13,4	18,9	25,4	32,4	52,3
	40	6,9	10,0	14,2	19,0	24,3	39,2
	60	5,5	8,0	11,4	15,4	26,1	31,8
	80	4,9	7,2	10,2	14,0	17,8	28,8
	100	4,5	6,6	9,3	12,7	16,2	26,2

Tabelle 36.

Lichte Weite der Rohre in mm								
70	80	90	100	125	150	175	200	225
Wassermenge W in Kubikmetern p. 1 Stunde								
75,6	102,0	136,0	171,2	286,3	416,8	586,1	771,1	1006,0
60,5	85,0	113,3	145,5	245,1	368,9	523,8	701,0	914,6
46,5	66,4	90,6	116,4	216,1	295,1	419,0	560,8	731,6
39,9	56,1	74,8	101,8	171,5	271,1	403,3	539,7	704,2
35,0	51,0	68,0	91,6	154,4	243,4	366,6	490,7	640,2
30,0	46,7	62,0	80,0	147,0	221,3	345,7	462,6	603,6
80,7	107,4	142,8	176,8	293,6	434,8	599,9	807,2	1039,1
64,6	89,5	119.0	151,1	253,9	384,8	545,4	733,8	944,6
49,7	75,9	95,2	120,9	203,1	307,8	436,3	587,1	755,7
31,6	59,0	78,5	105,8	177,7	284,1	419,9	565,1	727,3
37,4	53,7	71,5	95,2	160,0	253,9	381,8	513,6	661,2
32,5	49,2	65,4	83,1	152,3	230,9	359,9	484,3	623,4
83,3	111,7	148,1	183,5	304,8	452,1	619,0	839,5	1078,4
66,6	93,8	123,4	156,8	262,8	400,1	562,7	763,2	980,4
51,3	71,8	98,7	125,4	214,2	320,0	450,2	610,5	784,3
43,9	61,4	81,4	111,7	183,4	294,0	425,6	587,6	754,9
38,6	55,9	74,0	98,8	195,5	263,0	393,9	534,2	686,3
34,9	51,2	67,8	86,2	157,6	240,0	371,4	510,0	647,0
86,7	114,4	153,6	190,9	319,4	467,2	642,8	864,4	1117,8
69,4	96,2	128,0	163,1	273,0	413,4	584,4	785,8	1016,2
53,4	74,1	102,4	130,5	218,4	330,7	467,5	618,6	812,9
45,8	63,5	84,4	114,2	191,4	303,8	457,6	605,0	782,4
40,2	57,7	76,8	102,7	171,9	272,0	409,0	550,0	711,3
36,5	52,9	70,4	89,7	163,8	248,0	385,7	518,6	670,7
91,0	119,0	161,4	196,7	327,4	485,1	661,7	888,0	1149,3
72,8	99,4	134,5	168,1	282,2	429,3	601,7	807,3	1044,8
56,1	76,6	107,6	134,5	225,7	343,4	481,3	645,7	835,8
48,0	65,6	88,7	117,7	197,5	315,5	463,3	621,6	804,5
42,2	59,6	80,7	105,9	177,8	282,6	423,3	565,1	731,3
38,3	54,7	73,9	92,4	169,3	257,6	397,1	532,8	689,7
94,5	127,6	172,8	208,3	345,8	515,3	703,1	951,4	1243,7
75,6	106,3	144,0	178,0	298,1	451,6	639,1	864,9	1130,7
58,2	81,9	115,2	142,4	238,5	361,3	511,3	691,9	904,5
49,9	70,1	95,0	124,6	208,7	331,9	492,1	666,0	870,6
42,8	63,8	86,6	111,5	187,8	297,8	447,4	605,4	791,5
39,7	58,4	79,2	97,9	178,8	270,9	421,8	559,8	746,2

Tabelle 36.

Druckhöhe h_w m	Rohrlänge l m	Lichte Weite der Rohre in mm: 30	35	40	45	50	60
		Wassermenge W in Kubikmetern p. 1 Stunde					
20,0	10	12,7	18,4	25,9	35,1	45,4	72,0
	20	9,8	14,1	19,9	27,0	34,9	55,4
	40	7,3	10,6	14,9	20,2	26,2	41,5
	60	5,8	8,5	12,0	16,3	18,0	33,6
25,0	10	14,3	20,5	29,0	37,7	48,9	77,4
	20	11,0	15,9	22,3	29,0	39,1	61,9
	40	7,2	11,9	16,7	21,7	27,0	46,4
	60	6,6	9,5	13,4	17,9	24,7	40,2
	80	6,0	8,6	12,1	15,9	21,6	31,1
	100	5,4	7,9	11,0	14,5	19,5	30,9

Tabelle.

Es ist nach Gleichung (168):

für $d =$ 20 25 30 35 40 45 mm
$\lambda =$ 0,04528 0,04019 0,03682 0,03439 0,03259 0,03120
für $d =$ 50 60 70 80 90 100 mm
$\lambda =$ 0,03004 0,02838 0,02718 0,02624 0,02553 0,02497
für $d =$ 125 150 175 200 225 250 mm
$\lambda =$ 0,02394 0,02327 0,02279 0,02231 0,02214 0,02192
für $d =$ 300 350 400 450 mm
$\lambda =$ 0,02155 0,02135 0,02115 0,02101

Unter den soeben gemachten Annahmen lautet also die Gleichung zur Berechnung der Wassergeschwindigkeit in zylindrischen Rohren:

$$v_w = \frac{\sqrt{2gh_w}}{\sqrt{1+\zeta_1+\zeta_2+\zeta_3+\zeta_4+\zeta_5+\lambda\frac{l}{d}}} \quad . \quad (169)$$

$$v_w = \frac{\sqrt{2gh_w}}{\sqrt{1+0{,}505+5.0{,}161+0{,}6+1+\lambda\frac{l}{d}}} = \frac{\sqrt{2gh_w}}{\sqrt{3{,}91+\lambda\frac{l}{d}}} \quad (170)$$

Tabelle 36.

Lichte Weite der Rohre in mm								
70	80	90	100	125	150	175	200	225
Wassermenge W in Kubikmetern p. 1 Stunde								
99,6	132,5	177,2	219,6	363,8	535,0	743,8	1001,2	1291,0
79,7	110,5	147,7	187,9	313,6	477,0	676,1	910,2	1173,6
61,4	85,1	118,1	150,3	250,8	381,6	531,9	728,1	938,9
52,6	72,9	97,4	131,5	219,5	340,1	520,6	700,8	903,7
111,8	149,7	197.8	244,2	407,2	587,7	833,3	1106,9	1459,4
89,5	124,8	164,8	210,5	351,1	534,3	757,5	1006,3	1326,8
68,9	96,1	131,9	168,4	280,9	427,4	666,0	905,0	1261,4
59,0	82,3	97,9	147,3	245,8	392,0	621,6	852,3	1123,8
53,7	74,8	88,9	132,6	221,2	352,6	583,3	774,8	1021,6
49,2	68,6	60,6	126,0	210,6	320,5	499,9	664,1	875,6

Die Gleichung (170) hat dazu gedient die Tabelle 36 aufzustellen, indem sie die Geschwindigkeit v_w des Wassers in Rohren von 30—225 mm Drm., für Druckhöhen von $h_w = 0{,}5$ bis 25 m, Rohrlängen von $l = 10$ bis 100 m ergab. Hieraus ist dann die in einer Stunde durch die Leitung fließende Wassermenge W berechnet worden.

Da die Zahlen der Tabelle 36 immerhin die unter den angenommenen Umständen größeste die Rohre durchfließende Wassermenge angeben, so wird es bei ihrem praktischen Gebrauch nötig sein (besonders auch im Hinblick auf etwa in der Leitung vorkommende größere Zahl von Knieen, Abzweigen, Querschnitts-Änderungen, Absperrvorrichtungen und die Rauhheit der inneren Oberfläche) einen Zuschlag zu den damit bestimmten Rohrweiten resp. einen Abzug von den damit bestimmten Wassermengen zu machen.

XIX. Der Wärmeverlust der Apparate und Rohrleitungen an die umgebende Luft und die Mittel zu seiner Verhütung.

A. Der Wärmeverlust.

1. Nach E. Péclets Gleichungen.

Für die Berechnung des Wärmeverlustes heißer Körper hat E. Péclet in seinem klassischen Werke: „Traité de la chaleur" die Grundlagen geschaffen. Indessen dürfen wir die vielen späteren Versuche und Berechnungsmethoden nicht übergehen, und geben daher die Wärmeverluste nach Péclet und nach neueren Bestimmungen. Leider weichen die Resultate der verschiedenen Berechnungsarten erheblich voneinander ab, so zwar, daß die Pécletschen Gleichungen zu kleine, einige spätere Gleichungen zu große Zahlen ergeben. Die beobachteten Wärmeverluste, obgleich auch nicht alle harmonierend, liegen etwa in der Mitte der nach beiden Formeln berechneten.

Nach Péclet setzt sich der ganze in Kalorien ausgedrückte stündliche Wärmeverlust (M) für einen Quadratmeter heißer Fläche aus zwei Einzelverlusten zusammen, nämlich:

a) aus dem Verlust durch Strahlung (R), der außer von der Lufttemperatur (ϑ) und der Temperatur-Differenz (t) zwischen dem heißen Körper und der umgebenden Luft nur abhängt von dem Material und der Beschaffenheit der ausstrahlenden Oberfläche. Er wird ausgedrückt durch den Koeffizienten k; dieser ist für:

Kupfer . . . $k = 0{,}16$
Schmiedeeisen . $k = 2{,}77$
Gußeisen . . $k = 3{,}36$

Nach Péclets empirischer Formel ist:

$$R = 124{,}72\, k\, a^{\vartheta}(a^{t} - 1) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (171)$$

worin a die Zahl 1,0077 bedeutet;

b) aus dem Verlust, der durch Berührung mit der umgebenden Luft bewirkt wird (A). Hier hat die Form des Körpers neben der Temperatur-Differenz (t) einen wesentlichen Einfluß auf den Verlust und dieser Einfluß wird durch den Koeffizienten k^1 ausgedrückt:

Nach Péclet ist:

$$A = 0{,}552\, k^1\, t^{1{,}233} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (172)$$

Der Gesamtverlust des Körpers ist daher für 1 qm, 1 Stunde und die Temperatur-Differenzen t:

$$M = R + A = 124{,}72\, k\, a^{\vartheta}(a^{t} - 1) + 0{,}552\, k^1\, t^{1{,}233} \quad (173)$$

Der Koeffizient k^1 ist von Péclet für viele Oberflächen-Formen bestimmt worden: er ist nach ihm ein anderer für flache, ebene für runde horizontale, für runde vertikale Körper und hängt auch vom Durchmesser der Zylinder ab.

In den Tabellen 37 sind nun nach Péclets Angaben ausgerechnet und zusammengetragen:

a) der Wärmeverlust durch Strahlung (R) der Körper aus Kupfer, Schmiedeeisen, Gußeisen für 1 qm, 1 Stunde und für Temperatur-Differenz von 20°—180°,

b) der Wärmeverlust durch Leitung (A) für 1 qm und 1 Stunde:

α) bei horizontalen Rohren von 20 bis 1000 mm Drm. und Temperatur-Differenzen von 20° bis 180°,

β) bei vertikalen Zylindern von 1 bis 3 m Drm., 1 bis 5 m Höhe bei Temperatur-Differenzen von 20° bis 150°,

γ) bei ebenen Flächen von 1 bis 5 m Höhe und Temperatur-Differenzen von 20° bis 180°,

c) die Koeffizienten k^1 für horizontale Rohre von 20° bis 180° Temperatur-Differenz,

d) „ „ k^1 „ vertikale, zylindrische Flächen mit Durchmessern von 1 bis 3 m und Höhen von 1 bis 5 m,

e) „ „ k^1 „ vertikale ebene Flächen.

Aus der Tabelle 37 kann man für die meisten vorkommenden Fälle den rechnerisch festzustellenden Wärmeverlust (für 1 qm und 1 Stunde) ablesen. Zu diesem Zwecke addiert man den, für das betreffende Material und die herrschende Temperatur-Differenz (t) abgelesenen Strahlungsverlust (R) zu dem Leitungsverlust (A), den die betreffende Körperform und Lage bei der herrschenden Temperatur-Differenz bedingt.

Beispiel. Ein horizontales gußeisernes Rohr von 200 mm äußerem Durchmesser verliert bei einer Temperatur-Differenz von 100°:

$M = R + A = 541 + 393 = 934$ Kalorien pro qm und Stunde.

Diese berechneten Wärmeverluste werden der Wahrheit vielleicht nahe kommen, indessen ist es doch notwendig, zu erkunden, welche Werte dafür etwa neuere in kleinerem und größerem Maßstabe angestellte Versuche ergeben haben, wobei wohl von vornherein darauf gerechnet werden mag, daß diese mit größeren Objekten in größeren Räumen etc. angestellten Versuche etwas größere Wärmeverluste zeigen werden, weil sie, meist zu praktischen Zwecken

Fortsetzung siehe Seite 212.

Tabelle 37.

Wärmeverlust durch Strahlung R — Wärmeverlust durch Leitung A — Schmiedeeisen und Gußeisen bei Temperatur-Differenzen von 20°

	Temperatur-Differenzen							
	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°
a) Wärmeverlust durch Strahlung R pro 1 qm Temperatur-Differenzen								
Kupferblech ($k = 0{,}16$)								
$R =$	3,7	5,8	8,0	10,4	13,9	15,9	19	22,2
Schmiedeeisen ($k = 2{,}77$)								
$R =$	64	100	138,5	181	226	275	328	384
Gußeisen ($k = 3{,}36$)								
$R =$	78	121	168	219	274	334	396	466
Rohrdurchmesser d	b) α) Wärmeverlust durch Leitung A							
20	130	215	306	404	505	610	716	832
30	101	168	241	316	396	479	562	754
40	88	145	207	272	340	412	483	561
50	79,4	131	186	246	307	372	436	505
60	74	121	173	228	285	345	404	470
70	70	115	164	216	270	328	384	444
80	66,6	109,8	156,6	205,8	258	312	367	426
90	65	107,5	153	202	252	305	360	415
100	62,6	103	147	193	242	293	345	399
150	57	94	133	176	220	266	313	364
200	54	89	127	167	210	249	298	344
300	51	84	120	158	197,8	239	282	326
400	49,9	82	117	156	194	234	276	319
500	48,6	81	115	151	190	230	271	313
600	48,4	80	113,7	148	187	227	267	309
800	47,7	78,7	112	147	185	223	263	305
1000	47	76,7	111	146	183	221	260	298
Höhe des Zylinders mm	b) β) Wärmeverlust durch Leitung A Durchmesser des Zylinders = 1 m							
1000	59	96	138	182	228	275	323	375
2000	52	86	123	162	202	245	289	334
3000	50	82	117	154	194	235	275	333
4000	48,8	81	116	152	191	227	267	309
5000	48,4	80	113,7	148	187	222	261	299

Tabelle 37.

Koeffizienten k und k^1 ebener und zylindrischer Flächen aus Kupferblech, bis 180° in Kalorien pro 1 qm und 1 Stunde, nach E. Péclet.

Temperatur-Differenzen								
100°	110°	120°	130°	140°	150°	160°	170°	180°
bei Kupfer, Schmiedeeisen, Gußeisen und bei von 20°—180°								
Kupferblech ($k = 0{,}16$)								
25,7	29,7	33,8	38,3	43	48	54	60	67
Schmiedeeisen ($k = 2{,}77$)								
447	506	585	662	746	836	939	1045	1159
Gußeisen ($k = 3{,}36$)								
541	622	709	803	904	1014	1139	1269	1406
bei horizontalen Rohren								
948	1065	1185	1309	1432	1561	1691	1822	1955
742	837	931	1028	1125	1226	1328	1431	1535
638	717	800	883	966	1053	1140	1229	1318
586	648	724	798	873	952	1031	1112	1192
536	601	671	740	810	883	957	1030	1105
507	567	636	706	768	838	907	978	1048
484	544	606	669	733	798	864	931	999
477	534	595	655	717	782	847	913	979
454	511	570	629	688	750	812	875	939
414	465	517	572	626	683	739	796	853
393	441	493	544	595	649	703	758	812
371	417	465	513	562	612	662	714	766
363	408	454	502	550	599	648	698	750
357	400	446	493	540	588	636	686	736
352	396	440	486	532	580	628	677	726
347	390	434	479	525	572	619	667	716
342	383	430	475	519	566	613	633	709
bei vertikalen Zylindern								
Durchmesser des Zylinders = 1 m								
428	480	535	591	646	705	—	—	—
381	427	477	526	575	627	—	—	—
364	408	457	504	551	601	—	—	—
352	396	440	477	532	580	—	—	—
344	385	432	486	516	569	—	—	—

Tabelle 37.

Höhe des Zylinders mm	Temperatur-Differenzen 20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°
	Durchmesser des Zylinders = 1,5 m							
1000	59	95	137	180	226	273	320	371
2000	51	86	121	159	199	242	286	330
3000	49	82	115	151	191	231	272	315
4000	48,6	81	114	149	189	229	270	312
5000	48	79	112,5	147	185	225	265	306
	Durchmesser des Zylinders = 2 m							
1000	58	94	136	179	224	270	317	368
2000	50	84	121	159	199	240	283	328
3000	48,8	82	116	152	191	225	271	308
4000	48,6	79,5	113	148	187	222	265	299
5000	47	76,7	111	146	183	221	260	298
	Durchmesser des Zylinders = 2,5 m							
1000	56	91	132	173	217	262	307	357
2000	51	84	120	158	197,8	239	282	326
3000	48,6	81	115	151	190	230	271	313
4000	48	79	113	147	186	224	264	307
5000	47	76,7	111	146	183	221	260	298
	Durchmesser des Zylinders = 3 m							
1000	55	91	131	172	216	260	305	355
2000	51	84	120	157	197	238	280	324
3000	48,6	81	114	150	189	229	270	312
4000	47,4	78,7	112	147	185	223	263	305
5000	47	76,7	111	146	183	221	260	298
	b) γ) Wärmeverlust durch Leitung A							
1000	53,2	87,8	125,3	164	206	253	294	349
2000	48.6	81	115	151	190	230	271	313
3000	47,0	76,7	111	146	183	221	260	298
4000	46,4	76,1	108,5	142,6	178,3	219	255	284
5000	45,1	75	107	140,5	176,3	213	251	278

c) Werte des Koeffizienten k^1 für horizontale Rohre.

d = Durchmesser in mm

d =	20	25	30	40	50	60 mm
k^1 =	5,87	5,11	4,61	3,96	3,58	3,32
d =	70	80	90	100	150	200 mm
k^1 =	3,15	3,0	2,94	2,82	2,567	2,44
d =	300	400	600	800	900	1000 mm
k^1 =	2,3	2,25	2,21	2,18	2,15	2,13

Tabelle 37.

Temperatur-Differenzen

100°	110°	120°	130°	140°	150°	160°	170°	180°
Durchmesser des Zylinders = 1,5 m								
424	475	530	585	640	698	—	—	—
377	420	470	522	570	617	—	—	—
358	401	448	495	546	591	—	—	—
355	398	444	490	537	585	—	—	—
348	392	436	481	527	575	—	—	—
Durchmesser des Zylinders = 2 m								
420	470	525	580	633	690	—	—	—
373	419	467	516	565	615	—	—	—
350	395	438	484	530	577	—	—	—
344	385	432	477	521	569	—	—	—
342	383	430	475	519	566	—	—	—
Durchmesser des Zylinders = 2,5 m								
405	456	509	562	615	670	—	—	—
371	417	465	513	562	612	—	—	—
357	400	446	493	540	588	—	—	—
348	392	436	482	528	575	—	—	—
342	382	430	475	519	566	—	—	—
Durchmesser des Zylinders = 3 m								
403	452	505	560	612	667	—	—	—
369	415	463	510	560	609	—	—	—
355	398	444	490	537	585	—	—	—
347	390	434	479	525	572	—	—	—
342	383	430	475	519	566	—	—	—
bei vertikalen ebenen Flächen								
388	426	484	535	586	638	691	745	800
363	408	454	502	550	599	648	698	750
342	383	430	475	519	566	613	660	709
336	379	420	463	508	553	599	645	692
331	369	414	451	501	545	590	637	682

d) Werte des Koeffizienten k^1 für vertikale Zylinder.

h = Höhe, d = Durchmesser.

	h =	1000	2000	3000	4000	5000 mm
d = 1000	k^1 =	2,65	2,36	2,26	2,22	2,18
d = 1500	k^1 =	2,62	2,33	2,24	2,20	2,16
d = 2000	k^1 =	2,60	2,31	2,22	2,17	2,13
d = 2500	k^1 =	2,52	2,30	2,21	2,16	2,13
d = 3000	k^1 =	2,51	2,29	2,20	2,15	2,13

e) Werte des Koeffizienten k^1 für vertikale ebene Flächen.

h = Höhe in mm

h =	1000	2000	3000	4000	5000 mm
k^1 =	2,4	2,21	2,13	2,08	2,05

Tabelle 38.

Zusammenstellung der Versuchsresultate mehrerer Experimentatoren über

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Autor	lichte Weite = d außen " = D Länge = l mm	Fläche des Rohrs außen qm	Spannung des Dampfes innen Atm. abs.	Temperatur innen ° C	Temperatur außen ° C	Kondensiert Dampf pro Stunde Kilo	Kondens. Dampf p. 1 Std. u. 1 qm Oberfl. Kilo	Wärmeverlust pro 1 qm u. 1 Stunde Kal.	Verlust berechnet nach E. Péclet Kal.	Verlust berechnet nach Gleichung (177) Kal.	Wärmeverlust in Kal. bekleidet mit
John. M. Ordway Boston Report 14 F. W. Ripley prints Kongreß St. N. 138 Institution of Technologie 1883	$d=50$ $D=59{,}7$ $l=304{,}8$	0,057	4	150	15	—	nackt: 3,176	1594	1628	2060	Filz 363
1885, Gutermuth, Z. d. V. d. Ing., 1887, Nr. 33, p. 653.	$d=150$ $D=174$ $l=3000$ Gußeisen	1,677 1,677 1,677 1,677 1,677 1,677 1,677	2,45 2,60 2,30 2,50 2,37 2,50 2,53 2,60	139 140 137 139 138 139 139 140	16,2 18,3 15,5 18,2 15,8 18,2 23,2 19,2	5,45 5,45 5,49 5,73 5,37 5,59 5,25 5,46	Durchschnitt: nackt: 3,28 bekleidet:	1672	1230	1700	Kieselgur 561 Kork 493 ?
	$d=75$ $D=83$ $l=330000$ Gußeisen	97,5 97,5 97,5 97,5	3 4 5 6	144 152 159 165,3	20 ? 20 ? 20 ? 20 ?	98 107,6 115 120	1,0 1,04 1,18 1,23				506 552 585 605
	$d=140$ $D=168$ $l=323000$ Gußeisen	184 184 184	3 4 5 6	144 152 159 165,3	20 ? 20 ? 20 ? 20 ?	159 168 186,6 205	0,864 0,92 0,014 1,114				437 460 503 546
	$d=75$ $D=83$ $l=330000$ + $d=140$ $D=168$ $l=323000$ Gußeisen	zusammen 281,5	3 4 5 6 3 4 5 6	144 152 159 165,3 144 152 159 165,3	20 ? 20 ? 20 ? 20 ? 20 ? 20 ? 20 ? 20 ?	262 312 323 319 253 300 301 317	0,929 1,109 1,14 1,13 0,9 1,067 1,067 1,11				470 555 565 556 455 533 529 546

Tabelle 38.

Wärmeverluste. — Ordway, Gutermuth, Pasquay, Rußner, Paul Müller.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Autor	lichte Weite = d außen „ = D Länge = l mm	Fläche des Rohrs außen qm	Spannung des Dampfes innen Atm. abs.	Temperatur innen ° C	Temperatur außen ° C	Kondensiert Dampf pro Stunde Kilo	Kondens. Dampf p. 1 Std. u. 1 qm Oberfl. Kilo	Wärmeverlust pro 1 qm u. 1 Stunde Kal	Verlust berechnet nach E. Péclet Kal	Verlust berechnet nach Gleichung (177) Kal.	Wärmeverlust in Kal. bekleidet mit
						nackt	nackt	nackt	nackt		Kieselg.
Pasquay. Privatnachricht. 1905 (?)	d = 140	1	1,7	115	15	2,332	2,332	1230	954	1431	309
	D = 140 — 173	1	4,5	145	14,5	3,547	3.547	1791	1368	2052	
	l = 1870		3,5	139	21	3,06	3,06	1561	1221	1710	
			3,2	135	15	3,145	3,145	1613	1221	1824	
			3,2	135	10	4,08	4,08	2093	1299	1935	
			2,7	129	25	2,769	2,769	1431	1148	1720	
			2,7	129	29	3,061	3,061	1581	954	1431	
	Gußeisen		2,1	122	22	2,433	2,433	1267	954	1431	
Dr. Joh. Rußner, Jahresb. d. techn. Staatsanstalt. Mühlhausen. Ost. 1891.	d = 120 D = ? l = ?	1 Schmiedeeisen	1,0	99,3	10,8	1,97	1,97	1058	805		
	d = ? D = 88,5 l = 3600	1	1	99,3	20	1,676	1,676	900	688		
Paul Müller, 24. Aug. 95, Agent v. Grünzweig u. Hartmann, Broschüre.	d = ? D = 159 l = 8008	4	3,6	139,8	30,3		2,98	1635	1080	1612	
			1,7	115,5	37,5		2,54	1038	756	1050	
			1,7	115,1	39.8		2,43	958	650	990	
			1,2	106.6	36,6		2,34	871	594	907	
			3,6	140,3	34,2		2.66	1432	1020	1590	
			4,5	148,8	41.6		2.93	1567	1030	1590	
			3,6	140,1	34,8		2,68	1538	1020	1525	
			4,5	148	42,8		3,0	1584	1030	1550	
			4,5	148,4	36,4		2,76	1439	1072	1650	
			5,5	154,6	42,5		2,99	1663	1100	1640	
			1,2	105							
			1,7	115							
			3,6	140							
	Gußeisen		5,5	155							

Tabelle 39.

a) Wärmeverluste in Kalorien gußeiserner (G), schmiedeeiserner (S),
b) Wärmeverlust vertikaler Zylinder von 1000—5000
Die wirklichen Verluste sind etwa 25 %

Lichte Weite des Rohrs d mm	Außen-Durchmesser des Rohrs d_a mm	Kühlfläche pro 1 m Länge qm	Material	Temperatur-Differenzen 30°	50°	60°	70°
				a) Wärmeverlust			
20	26	0,081	S	—	—	—	—
20	23	0,075	K	—	—	—	—
30	38	0,120	S	—	—	—	—
30	33	0,103	K	—	—	—	—
40	44,5	0,140	S	—	—	78	95
40	43	0,135	K	—	—	45	51
50	54	0,169	S	—	—	100	110
50	54	0,169	K	—	—	51	72
60	66	0,207	S	—	—	100	121
60	64	0,201	K	—	—	57	72
70	76	0,238	S	—	—	117	142
70	74	0,232	K	—	—	64	78
80	100	0,314	G	—	—	162	135
80	89	0,279	S	—	—	197	162
80	85	0,267	K	—	—	71	86
90	110	0,345	G	—	—	176	214
90	98	0,307	S	—	—	145	175
90	95	0,300	K	—	—	76	97
100	120	0,377	G	—	—	190	232
100	108	0,339	S	—	—	166	192
100	105	0,330	K	—	—	83	100
125	145	0,455	G	136	175	225	273
125	133	0,417	S	113	150	189	228
125	131	0,411	K	57	78	100	118
150	172	0,500	G	162	210	264	320
150	159	0,499	S	136	177	222	270
150	157	0,493	K	70	90	110	130
200	223	0,700	G	210	284	350	420
200	210	0,659	S	174	229	287	346
200	208	0,653	K	86	114	144	174
250	276	0,867	G	258	337	424	511
250	260	0,817	S	218	287	358	433
250	258	0,810	K	113	250	188	228

Tabelle 39.

kupferner (K) Rohre pro laufenden Meter in 1 Stunde nach E. Péclet.
Höhe pro 1 qm in 1 Stunde nach E. Péclet.
größer als die hier berechneten.

Temperatur-Differenzen

80°	90°	100°	110°	120°	130°	140°	150°	160°
in Kalorien pro laufenden m in 1 Stunde								
76	94	102	113	129	143	160	177	193
48	60	65	70	80	85	95	105	112
96	115	130	144	165	185	205	225	250
53	71	81	85	95	105	110	120	135
110	127	149	165	190	210	235	257	281
64	75	95	100	105	118	130	141	153
124	143	170	190	217	245	268	293	328
75	86	90	110	125	138	150	163	180
150	168	200	220	250	280	310	340	395
85	97	112	125	138	154	165	185	198
167	195	224	225	286	309	356	396	433
90	105	120	135	152	166	185	201	217
231	171	318	355	403	448	500	553	610
192	224	258	294	340	368	408	450	500
103	118	135	152	170	190	207	226	243
254	297	349	388	438	490	546	607	670
205	235	276	305	350	390	430	477	525
112	129	150	165	184	195	225	244	265
276	322	377	422	477	533	593	659	727
227	264	311	344	391	438	483	537	591
118	138	168	178	198	217	240	265	280
322	377	434	494	558	625	696	772	854
267	310	367	413	468	515	585	643	710
141	161	188	211	225	251	280	310	335
379	442	510	580	707	733	815	907	1004
319	372	431	483	577	616	688	758	839
160	190	210	240	270	300	325	360	390
511	588	700	770	875	980	1092	1211	1330
410	477	574	623	706	792	877	976	1082
214	234	275	305	345	376	410	456	490
607	705	814	924	1048	1178	1308	1466	1612
513	600	689	777	888	995	1107	1225	1353
273	313	356	400	446	495	542	592	643

Tabelle 39.

Lichte Weite des Rohrs d mm	Außen-Durchmesser des Rohrs d_a mm	Kühlfläche pro 1 m Länge qm	Material	Temperatur-Differenzen 30°	40°	50°	60°	70°
				a) Wärmeverlust				
300	332	1,043	G	205	295	378	471	575
300	310	0,974	S	177	250	329	409	498
300	308	0,967	K	87	124	163	203	245
400	410	1,288	S	233	326	441	537	651
400	408	1,282	K	113	150	215	266	322
500	510	1,60	S	289	404	531	665	808
500	509	1,60	K	154	197	257	324	394
600	612	1,92	S	345	480	628	782	969
700	712	2,23	S	404	559	733	918	1115
800	813	2,55	S	448	642	841	1057	1275
900	913	2,87	S	505	733	947	1190	1435
1000	1013	3,18	S	556	791	1040	1299	1578
		Höhe m						b) Wärmeverlust
		1	G	216	305	399	500	607
			S	195	275	361	452	548
			K	101	145	191	240	290
		2	G	207	289	378	473	576
			S	186	259	340	425	517
			K	92	129	170	211	260
		3	G	203	283	370	465	565
			S	182	253	332	418	506
			K	88	124	162	204	247
		4	G	201	282	367	463	563
			S	181	252	330	415	494
			K	87	123	160	202	245
		5	G	200	280	365	460	560
			S	179	250	328	411	500
			K	85	121	158	200	241

unternommen, nicht alle Nebenumstände (z. B. die lebhafte Luftbewegung um die warmen Versuchskörper) so vollkommen ausschließen werden, wie es Péclets reine Laboratoriumsversuche wohl mußten. Wir haben uns bemüht, die in der Literatur zerstreuten Notizen über Wärmeverlustversuche zu sammeln, und gaben in der Tabelle 38 das Gefundene, gestatten uns aber, dazu zu bemerken,

Tabelle 39.

Temperatur-Differenzen

80°	90°	100°	110°	120°	130°	140°	150°	160°
in Kalorien pro laufenden m in 1 Stunde								
702	820	947	1077	1213	1469	1517	1683	1865
588	689	793	895	1038	1129	1268	1404	1553
292	356	375	433	496	544	589	640	694
773	900	1037	1170	1330	1490	1658	1837	2032
380	439	494	565	659	688	764	834	905
960	1015	1286	1350	1649	1848	2057	2272	2520
464	535	612	688	768	849	932	1017	1104
1148	1357	1636	1722	1978	2213	2463	2718	2818
1322	1540	1774	2007	2279	2551	2845	3146	3639
1505	1746	2014	2269	2601	2907	3238	3595	3978
1693	1932	2252	2615	2927	3272	3715	4047	4477
1762	2162	2501	2820	3226	3612	4017	4458	4931
vertikaler Zylinder pro 1 qm in 1 Stunde								
716	832	965	1097	1242	—	—	—	—
648	755	871	981	1115	—	—	—	—
340	395	450	505	564	—	—	—	—
682	796	918	1042	1180	—	—	—	—
614	714	824	926	1055	—	—	—	—
305	352	403	450	505	—	—	—	—
668	781	899	1023	1157	—	—	—	—
600	699	805	907	1033	—	—	—	—
291	337	384	431	481	—	—	—	—
666	778	896	1020	1152	—	—	—	—
598	696	802	904	1029	—	—	—	—
289	334	381	428	478	—	—	—	—
665	772	889	1014	1145	—	—	—	—
593	690	795	898	1021	—	—	—	—
284	328	374	422	470	—	—	—	—

daß die angeführten Versuche nicht alle von gleichem Wert scheinen, einige gewiß nicht mit Berücksichtigung aller in Frage kommenden Umstände ausgeführt wurden.

In der Tabelle 38 sind die von den Experimentatoren gefundenen Kondenswassermengen eingetragen und daraus die für qm und 1 Stunde entwichenen Kalorien berechnet. Sodann ist

in der nebenstehenden Spalte der nach den Formeln von Péclet sich rechnungsmäßig für den einzelnen Fall ergebende Wärmeverlust angeführt.

Der Vergleich dieser Zahlen zeigt, daß in Wirklichkeit heiße Flächen etwa 25% mehr Wärme verlieren als Péclets Formeln ergeben, was sich ungezwungen durch die überall und stets herrschende Luftströmung erklären läßt, die, wie jeder Kundige weiß, die Wärmeabgabe an die Luft in so großem Maße befördert. Es erklärt sich hieraus und aus dem veränderlichen Luftgehalt des Heizdampfes auch die Ungleichheit der bei den Versuchen gewonnenen Resultate.

Man kann nicht eine Tabelle der Wärmeverluste für alle so sehr verschiedenen Formen und Größen der warmen Körper aufstellen. Der Verlust muß vielmehr meistens als Produkt der berechneten Außenfläche und der aus den Tabellen 37 oder 39 zu wählenden Flächeneinheits-Verluste bestimmt werden.

Für die am häufigsten vorkommenden Körper: horizontale Rohre und vertikale Zylinder von Gußeisen, Schmiedeeisen und Kupfer sind in der Tabelle 39, die nach Péclet berechneten Wärmeverluste pro 1 Stunde für Rohre von 20—100 mm Drm. pro laufenden Meter, und für vertikale Zylinder von 1—5 m Höhe pro 1 qm bei Temperatur-Differenzen von 30—160° zusammengestellt.

Um die in Wirklichkeit zu erwartenden Wärmeverluste zu erfahren, muß man die Zahlen der Tabelle 39 mit etwa 1,25 multiplizieren, d. h. sie um rund 25% vergrößern.

2. Nach neueren Gleichungen.

Eine zweite neuere, etwas vereinfachte Formel zur Bestimmung des Wärmeverlustes M warmer Körper an die umgebende Luft hat dieselben Summanden wie die von Péclet nämlich:

$$M = R + A \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (174)$$

Aber der Verlust durch Strahlung ist hier (nach Dulong und Petit):

$$R = 125\, k\, (1{,}0077^{\,t_1} - 1{,}0077^{\,t_2}) \quad . \quad . \quad (175)$$

Der Strahlungs-Koeffizient k nach Péclet für Kupfer = 0,16, Schmiedeeisen = 2,77, Gußeisen = 3,36. t_1 ist die Temperatur im heißen Raum, t_2 diejenige im kühlen Raum.

Der Verlust durch Leitung wird hier ausgedrückt durch:

$$A = 0{,}55\, b\, (t_1 - t_2)^{1{,}233} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (176)$$

worin b den Leitungs-Koeffizienten bezeichnet, den man nach Valerius für ruhende Luft = 4, für bewegte Luft = 5—6 annimmt.

Die ausgeschriebene Formel für den Wärmeverlust heißer Körper an die umgebende Luft lautet also:

$$M = 125\, k\, (1{,}0077^{t_1} - 1{,}0077^{t_2}) + 0{,}55\, b\, (t_1 - t_2)^{1{,}233} \quad \textbf{(177)}$$

Nach dieser Gleichung ist für die Tabelle 40 der Wärmeverlust gußeiserner, schmiedeeisener, kupferner Flächen an die umgebende Luft für 1 Stunde, 1 qm und Temperatur-Differenzen von 20°—180° ausgerechnet.

Tabelle 40.

Temp.-Diff. °C	Guß-Eisen	Schmiede-Eisen	Kupfer	Temp.-Diff. °C	Guß-Eisen	Schmiede-Eisen	Kupfer
Wärmeverlust in *WE* p. 1 qm u. 1 Stunde bei nebenstehenden Temp.-Diff.							
20	200	192	133	110	1612	1550	986
30	324	312	210	120	1824	1652	1134
40	456	440	292	130	2052	1968	1252
50	590	570	384	140	2246	2156	1386
60	741	710	475	150	2485	2380	1496
70	907	877	552	160	2725	2610	1625
80	1074	1034	686	170	2945	2820	1747
90	1248	1200	794	180	3240	3100	1880
100	1431	1380	901				

Der Vergleich zeigt, daß diese Zahlen (Tabelle 40) erheblich größer sind, als die nach Péclets Formeln berechneten (Tabelle 39), selbst größer als die bei Versuchen gefundenen Verluste. Die Wahrheit wird, wie so oft, wohl auch hier in der Mitte liegen.

In die Zusammenstellung der Versuchsresultate (Tabelle 38) sind die nach beiden Formeln berechneten Werte eingetragen, wodurch ein Vergleich erleichtert wird.

Die Resultate der neuesten, in großem Maßstabe ausgeführten, sehr ausführlichen und sorgfältigen Versuche über den Wärme- und

Spannungsverlust bei Fortleitung gesättigten und überhitzten Dampfes veröffentlicht Ch. Eberle[1]).

Die Versuche wurden angestellt mit schmiedeeisernen, horizontalen Rohren 70×76—49,5 m lang und 150×160—26,2 m lang, mit Dampf von 1—12 Atm. Spannung und 100^0—400^0 Temperatur. Dabei wurde konstatiert, daß sich in den meisten Beziehungen beide Dampfarten fast gleich verhalten, daß die Dampftemperatur auf dem ganzen Rohrquerschnitt fast gleich ist, daß der Rohrdurchmesser und die Dampfgeschwindigkeit auf den Wärmeverlust kaum einen Einfluß ausüben (obgleich bei überhitztem Dampf mit der Geschwindigkeit auch die Erwärmung der Rohrwand steigt), daß dieser aber mit steigender Temperatur etwas zunimmt.

Ferner wurde gefunden, daß auch sowohl die Leitungsfähigkeit der Isoliermasse (60 mm dick, halb Kieselgur, halb Seide) als auch der Übergang der Wärme von dieser an die Luft mit steigender Temperatur zunimmt, verursacht durch vergrößerte Strahlung und die lebhaftere Luftbewegung um das Rohr.

Bei gesättigtem Dampf ist die Temperatur der Rohrwand, sowohl nackt wie bekleidet, nur wenig ($0{,}5 - 1^0$) von der des Dampfes verschieden. Bei überhitztem Dampf aber hängt sie von dessen Geschwindigkeit ab und ist bei nacktem Rohr bei 9—10 m Geschwindigkeit und 220—267^0 Dampftemperatur ca. 46—60^0, bei 30 m Geschwindigkeit und 291—309^0 ca. 30—35^0 geringer als die des Dampfes.

Der Wärmeverlust eines Ventils ist etwa gleich dem von 1 m nacktem Rohr gleichen Durchmessers.

Gute Isolierung vermindert den Wärmeverlust bei nackten Flanschen etwa um 73—80 %, wenn auch die Flanschen bekleidet sind, um etwa $82\,^1/_2$—85 %.

Der Wärmegewinn durch 60 mm dicke Bekleidung verhält sich zu dem durch 30 mm dicke derselben Art etwa wie 3,5 : 2,8.

Folgendes sind einige der wesentlichsten Resultate der Versuche:

---

[1]) Vom Berichterstatter auf Veranlassung d. V. d. Ing. ausgeführt. Z. 1908. S. 484, 539, 569, 626.

Temperatur-Differenz zwischen			Wärmeverlust p. 1 St., 1 qm Rohroberfläche und 1° C Temp.-Diff.			Wärmeverlust p. 1 qm 1 St., 1° C Bekleidungsoberfläche	Wärmeleitungskoeffizient der Bekleidung
Dampf u. Luft	Dampf u. Rohrwand	äußerster Isolierschicht u. Luft	des nackten Rohrs	des bekleideten Rohrs Flanschen nackt	des bekleideten Rohrs Flanschen bekleidet		
° C	° C	° C	WE	WE	WE	WE	λ
100	1,5	14,1	12,3	2,95	2,12	5,7	0,089
125	2,0	18,6	13,1	3,14	2,23	5,7	0,094
150	2,6	23,1	13,9	3,30	2,35	5,8	0,100
175	3,2	27,5	15	3,49	2,48	5,9	0,104
200	3,8	32,0	16	3,67	2,60	6,2	0,113
225	4,4	36,5	16,8	3,87	2,71	6,4	0,117
250	5,1	41,0	17,8	4,06	2,82	6,6	0,122
275	6,0	45,4	18,8	4,25	2,98	6,9	0,130
300	6,8	49,9	19,8	4,43	3,10	7,1	0,136
325	7,6	54,4	20,7	4,62	3,20	7,3	0,140
350	8,4	58,9	21,7	4,80	3,31	7,5	0,146
375	9,4	63,3	22,6	4,99	3,45	7,8	0,152
400	10,4	67,8	23,6	5,16	3,58	8,1	0,158

Demnach würde 1 qm schmiedeeisernes nacktes horizontales Dampfrohr pro 1 qm und 1 Stunde folgende Wärme verlieren.

Temp.-Diff. zwischen Dampf und Luft	Wärmeverlust p. 1 qm/St.	Temp.-Diff. zwischen Dampf und Luft	Wärmeverlust p. 1 qm/St.	Temp.-Diff. zwischen Dampf und Luft	Wärmeverlust p. 1 qm/St.
° C	WE	° C	WE	° C	WE
100	1230	225	3780	325	6724
125	1638	250	4450	350	7595
150	2085	275	5170	375	8475
175	2625	300	5940	400	9440
200	3200				

Diese Zahlen sind etwa 33 % größer als die nach Péclet und etwa 10 % kleiner als die nach Tabelle 40.

Bei Mehrkörper-Verdampfapparaten ist der Wärmeverlust größer als ihre einfache Oberfläche bedingen würde.

Der Wärmeverlust der einzelnen Körper sei:

$C_I\ C_{II}\ C_{III}\ C_{IV}$ Kalorien, so ist ohne weiteres einleuchtend, daß die in einem Körper verloren gegangene Wärme in den folgenden keine Verdampfungsleistung ausüben kann.

Im Double-Effet verliert der erste Körper C_I Kalorien, und da diese C_I Kalorien im zweiten Körper nun nicht zur Wirkung kommen, so ist der Verlust doppelt, d. h. $= 2 \,.\, C_I$. Der zweite Körper verliert seinerseits C_{II} Kalorien.

Im Double-Effet gehen also verloren zusammen: $2 \,.\, C_I + 1 \,.\, C_{II}$.

Im Tripple-Effet ist der Verlust: $3 \,.\, C_I + 2 \,.\, C_{II} + 1 \,.\, C_{III}$.

Im Quadruple-Effet: $4 \,.\, C_I + 3 \,.\, C_{II} + 2 \,.\, C_{III} + 1 \,.\, C_{IV}$.

Bei vertikalen Verdampf-Apparaten schwankt die Abkühlungsfläche pro 1 qm Heizfläche zwischen 0,12 bis 0,36 qm und beträgt in den meisten Fällen 0,16 bis 0,2 qm.

Beispiel. Sei in einem bestimmten Falle (bei einem Quadruple-Effet mit gleich großen Körpern) die Abkühlungsfläche = 0,18 qm pro 1 qm Heizfläche

und herrschen dabei im:	I.	II.	III.	IV. Körper
die Temperaturen:	100°	95°	86°	60°
so sind die Temperatur-Differenzen:	80°	75°	65°	40°

Sind die Körper von Schmiedeeisen, so ist der Wärmeverlust in jedem Körper für 1 qm Heizfläche (Tabelle 39)

$= 0{,}18 \,.\, 600 \quad 0{,}18 \,.\, 550 \quad 0{,}18 \,.\, 460 \quad 0{,}18 \,.\, 253$

d. i. $= 108 \quad 99 \quad 83 \quad 45\ WE$

der ganze Wärmeverlust also:

$$4 \,.\, 108 \quad 3 \,.\, 99 \quad 2 \,.\, 83 \quad 1 \,.\, 45{,}5$$

d. h. zusammen: $432 + 297 + 166 + 45{,}5 = 940{,}5\ WE$

oder im Durchschnitt pro 1 qm Heizfläche und 1 Stunde: $\frac{940 \,.\, 5}{4} =$ *235 WE*, gleich etwa 2—3% der Leistung.

Bei unbekleideten Quadruple-Effets von:

	300	400	600	800 qm
beträgt der Wärme-Verlust etwa:	70500	94000	141000	188000 *WE*
oder ca.:	130	195	260	345 kg Dampf
oder ca.:	22	33	45	58 kg Kohle

pro 1 Stunde. Eher mehr als weniger.

Der Wärmeverlust ist also bei großen Apparaten nicht unbedeutend, und es ist sehr zweckmäßig, sie davor zu schützen.

B. Die Mittel und deren Wirkung zur Verhütung des Wärmeverlustes.

Nach den von verschiedenen Experimentatoren gefundenen und ziemlich übereinstimmenden Resultaten sind die besten Schutzmittel

gegen Wärmeverluste poröse Körper, die Luft enthalten. Ihre Reihenfolge, die besten voraus, mag etwa folgende sein: Seide, Haare, Wolle, Baumwolle, Stroh, Torf, Kork, Holz, Asche, Kieselgur, Sägemehl, Kokspulver, Schlackenwolle, ferner Gemische von Lehm, Kalk, Gips, allein oder mit Haaren. Die Umhüllung darf nicht zu dick sein, um die Oberfläche nicht zu sehr zu vergrößern, weil leicht eine kältere größere Oberfläche mehr Wärme verlieren kann als eine kleinere, wärmere. Die Umhüllung soll leicht sein, nicht brennbar, ziemlich unempfindlich gegen äußere Verletzungen; es scheint, als ob die von Pasquay bei seinen Versuchen gefundenen Zahlen für die Leitungsfähigkeit der verschiedenen Wärmeschutzmittel als zuverlässig anzusehen seien und daß Seidenabfall als das beste Wärmeschutzmittel gelten darf.

Pasquay fand folgende Wärmeleitungsfähigkeit:

Seide	0,045—0,048
„	0,0563[1])
Kuhhaarfilz	0,057
Filz	0,0606[1])
Kalorit spezial bis 550° C	0,0620[1])
Kalorit „ 400° C	0,0697
Korkschalen	0,073
Torfschalen	0,073—0,0997
„	0,0794[1])
Kieselgur	0,077—0,144
„	0,1065[1])
Leroysche Masse	0,089—0,125
Knochsche Masse	0,090—0,240
Schlackenwolle	0,095—0,101
Grünzweig und Hartmann (Kieselgur)	0,122
Einsiedelsche Masse	0,139

Sehr sorgfältige Versuche von W. Nusselt im Laboratorium für technische Physik der Kgl. techn. Hochschule in München über die Wärmeleitungsfähigkeit von Wärmeisoliermitteln[2]) haben ergeben, daß diese bei allen untersuchten Stoffen mit steigender Temperatur von 0—600° zunimmt, und daß sie sich im Temperaturbereich von 0—100° etwa proportional der abs. Temperatur vergrößert.

W. Nusselt gibt als Resultat seiner Versuche folgende Werte für den Leitungskoeffizienten k verschiedener Isoliermittel bei den Temperaturen von 0—600° an:

[1]) Z. d. V. d. Ing. 1902 S. 959 und 1906 S. 1655.
[2]) Z. d. V. d. Ing. 1908 S. 906 u. 1003.

Stoffe	spez. Gew.	0°	50°	100°	150°	200°	250°	300°	350°	400°	450°	500°	550°	600° C
Korkmehl	0,161	0,031	0,041	0,048	0,052	0,055	—	—	—	—	—	—	—	—
Schafwolle	0,136	0,033	0,042	0,050	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Seide	0,101	0,038	0,045	0,057	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Seidenzopf	0,147	0,039	0,047	0,052	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Baumwolle	0,081	0,047	0,054	0,059	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Blätterholzkohle	0,190	0,050	0,056	0,063	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Sägemehl	0,215	—	0,055	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Torfmull I	0,160 0,190	25°	0,055 0,052	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Kieselgur, lose	0,350	0,052	0,060	0,066	0,070	0,074	0,076	0,078	0,079	—	—	—	—	—
Asphaltierter Korkstein	0,200	18° 0,061		—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Isolierkomposition, lose	0,405	0,060	0,070	0,076	0,079	0,081	—	—	—	—	—	—	—	—
Gebrannte Kieselgur-Formsteine	0,200	0,064	0,071	0,078	0,085	0,092	0,099	0,106	0,113	0,120	0,127	—	—	—
Torfmull II	0,195	20° 0,070		—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Kieselgur, gebunden	0,580	—	—	—	0,083	—	—	—	0,123	—	—	—	—	—
Isolierkomposition, gebunden	0,690	—	—	—	0,100	220° 0,120		—	—	—	—	—	—	—
Hochofenschlacke	0,360	—	0,095	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Asbest	0,576	0,130	0,153	0,167	0,175	0,180	0,183	0,186	0,189	0,192	0,195	0,198	0,201	0,204
Hochofenschlackenbeton	0,550	—	0,190	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Rheinischer Biems-Kies	0,292	—	0,200	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Der Strahlungskoeffizient für Schutzmasse wird zu 3,65 angenommen.

Ch. Pasquay (Wärmeschutz im Dampfbetrieb, 1895) fand folgende Dampfkondensationen bei nacktem und bekleidetem Rohr unter sonst gleichen Umständen: Bei den Versuchen war die Dampftemperatur = 135°, die der Luft 13,5—16° (im Mittel 15°).

Das Rohr kondensierte p. qm u. 1 Stunde nackt		2,972—3,087	kg Dampf
bekleidet mit	Seidenpolster 25 mm dick	0,446	„ „
„ „	Korkschalen 55 „ „	0,467	„ „
„ „	Kieselgur	0,640—0,895	„ „
„ „	Leroysche Masse 25 mm „	0,672—0,871	„ „
„ „	Knochsche „ 25 „ „	0,845—1,216	„ „
„ „	Klehmet	1,396	„ „

Es ist zu berücksichtigen, daß die Zusammensetzung der gemischten Schutzmittel einen erheblichen Einfluß auf ihre Wirkung ausübt und daß diese Zusammensetzung in Wirklichkeit nicht immer die gleiche ist.

Für die Wahl der Schutzmittel wird auch der Preis von Einfluß sein.

Man kann durch die besten Wärmeschutzmittel im günstigsten Fall etwa 80—85 % des bei nacktem Rohr eintretenden Verlustes vermeiden.

Von Herrn Dr. Johannes Rußner wird für Dampfrohre eine doppelte, dicht schließende Bekleidung aus Eisenblech (Weißblech) vorgeschlagen, die noch besser wirken soll als Seide. Diese Bekleidung mit Blech scheint etwas teuer aber wirkungsvoll. Bei ihr spielt die Weite des Zwischenraumes zwischen Rohr und Mantel, die nicht zu klein und nicht zu groß sein darf, eine wesentliche Rolle; 10 bis 14 mm werden dafür als passend angegeben.

XX. Von den Kondensatoren.

Die Vorrichtungen, mit deren Hilfe Dämpfe (oder Gase) verflüssigt oder kondensiert werden, nennt man Kondensatoren. Oft wünscht man die Dämpfe oder Gase bei atmosphärischem Druck zu verflüssigen, öfter will man durch die Kondensation einen luftverdünnten Raum, ein Vakuum, erzeugen und erhalten. Im letzterem Fall muß die Kondensation natürlich in von der Luft abgeschlossenem

Raum bewirkt werden. Die Verdichtung geschieht in den hier betrachteten Fällen fast ausnahmslos durch Wärme-Entziehung, und da zu diesem Zweck meist kaltes Wasser, selten kalte Luft angewendet wird, weil das erstere das billigste und bequemste Mittel ist, so bieten sich zwei Möglichkeiten für seine Anwendung dar. Entweder nämlich spritzt man das Kühlwasser direkt in den zu kondensierenden Dampf, oder man leitet diesen an mit Wasser oder Luft gekühlten Flächen vorbei. So erhält man:

A. Einspritz-Kondensatoren,

B. Oberflächen-Kondensatoren.

Weil die ersteren billiger sind, wird man sie immer da anwenden, wo es sich nicht darum handelt, die Dämpfe von wertvollen Flüssigkeiten (Alkohol, Äther, Benzol etc.) zu trennen oder reines Kondenswasser zu erhalten.

Von den Einspritz-Kondensatoren, die dazu dienen, ein Vakuum zu erzeugen, die also immer mit einer Luftpumpe verbunden sein müssen, kann man zwei verschiedene Anordnungen unterscheiden, nämlich:

a) Die sogenannten nassen Kondensatoren. Das sind die, aus denen die Luftpumpe mit der Luft und den nicht kondensierten Gasen auch die kondensierten Dämpfe und das Einspritzwasser absaugen muß. Das Prinzip des Gegenstromes zwischen Dampf und Kühlwasser kann bei ihnen angewendet werden, hat aber nicht großen Nutzen. Sie sind meist Parallelstrom-Kondensatoren.

b) Die sogenannten trockenen Kondensatoren. Das sind die, aus denen die Luftpumpe nur die Luft und die unkondensierbaren Gase absaugt, während der kondensierte Dampf und das Einspritzwasser selbsttätig auf anderem Wege abgeführt werden. Das Prinzip des Gegenstromes zwischen Dampf und Kühlwasser wird bei ihnen fast immer und mit großem Nutzen angewendet, daher man sie auch trockene Gegenstrom-Kondensatoren nennt[1]).

Die Oberflächen-Kondensatoren werden, da sie meistens einer großen Fläche bedürfen, fast immer aus Rohren hergestellt, sei es, daß man eins oder wenige lange Rohre, oder daß man viele kurze

[1]) Die Unterscheidung der Einspritzkondensatoren in nasse und trockene entspricht, wie man erkennt, keineswegs dem Sinne dieser Worte, aber sie ist einmal eingeführt und wird in den beteiligten Kreisen fast ausnahmslos benutzt. Wir möchten vorschlagen den sogenannten trockenen Kondensator: Fallrohrkondensator zu nennen.

anwendet. Der Dampf kann dabei durch und das Kühlwasser um die Rohre strömen, es kann auch umgekehrt angeordnet sein, in beiden Fällen kann das Wasser in seiner ganzen Masse im geschlossenen Raum die Kondensatorflächen langsam, meistens emporsteigend (Gegenstrom), umfließen. Daher nennen wir diese Apparate Oberflächen-Gefäß-Kondensatoren. In vielen Fällen soll der in die Kondensatoren geleitete Dampf nicht nur niedergeschlagen, sondern das gebildete Kondensat auch noch gekühlt werden. Dann muß sich an die Kondensatorfläche noch eine Kühlfläche anschließen, und man nennt dann diese Apparate auch Kühler. Läßt man den Dampf durch die Rohre strömen und das Kühlwasser von außen frei an der Luft über die Rohre herabrieseln, so entstehen die Oberflächen-Riesel-Kondensatoren.

A. Die Einspritz-Kondensatoren.

1. Allgemeines.

Wenn in einen vorher ganz leeren, ganz geschlossenen Kondensator ein bestimmtes Dampfgewicht von beliebiger Spannung und hinreichend viel kaltes Wasser geleitet wird, so wird fast aller Dampf in Wasser verwandelt, und das Einspritz- resp. Kühlwasser wird durch Wärmeaustausch erheblich erwärmt. In dem Kondensator würde nach geschehener Kondensation nur bleiben: warmes Wasser und über demselben ein absolut leerer Raum, in dem die Spannung 0 resp. ein Vakuum von 760 mm herrschen müßte, wenn dieser Raum nicht sofort durch zwei Dinge ausgefüllt würde, nämlich

a) durch den Dampf, der sich aus dem warmen Wasser entwickelt; seine Spannung, die genau der Wasser-Temperatur entsprechen muß, ist in jedem Falle bekannt;

b) durch die Luft, die mit dem Dampf und mit dem Kühlwasser stets in den Kondensator geführt wird.

Wenn wirklich gar keine Luft in den Kondensator gelangen würde, so wäre nach geschehener Kondensation in dem geschlossenen Kondensator nur Wasser und Dampf von der Spannung der Wassertemperatur enthalten; da aber mit dem Dampf und dem Wasser stets Luft eingeführt wird, so kommt zu diesem Dampfdruck immer noch der Druck der eingeführten Luft hinzu, und im Kondensator herrscht dann eine Spannung, die gleich ist der Summe von Luft- und Dampfdruck.

Warmes Wasser, welches zur Kondensation gedient hat, dann künstlich gekühlt und wieder in den Kondensator geführt wird, enthält wenig, aber immer etwas Luft.

In einem geschlossenen Gefäß, das zum Teil mit heißem Wasser gefüllt ist, und in dem durch künstliche Pressung ein erheblicher Luftdruck erzeugt wäre, würde sich dennoch aus dem Wasser Dampf, und zwar von der Spannung, die dessen Temperatur entspricht, entwickeln, und dieser würde die schon vorhandene Spannung um seine eigene vergrößern.

Die Luftpumpen haben nun den Zweck, aus dem Kondensator die Luft (durch Dampf und Wasser hineingeführt), möglichst schnell und vollkommen zu entfernen, so daß dem Kondensator nur noch die Dampfspannung bleibt, welche der Temperatur des Kondenswassers entspricht.

Der Druck im Kondensator soll so klein wie irgend möglich sein, denn mit seiner Abnahme fällt auch die Siedetemperatur und steigt die Verdampfungsleistung der Heizfläche im Vakuum.

Es kann nicht die Absicht sein, außer der Luft auch den Wasserdampf, der sich aus dem Wasser bilden kann, mit der Luftpumpe abzusaugen, um das Vakuum zu vergrößern, weil das Volumen dieses Dampfes so groß ist, daß es mit handlichen Maschinen nicht bewältigt werden kann. Wollte man etwa mit der Luftpumpe Dampf aus dem Kondensator saugen und so bewirken, daß aus dem heißen Wasser sich neue Dämpfe bilden, die das warme Wasser abkühlen, zu dem Zwecke, dadurch ein höheres Vakuum zu erzeugen, so würde man ganz unmögliche Abmessungen der Luftpumpe erhalten.

Beispiel. Um 100 kg Dampf zu kondensieren, braucht man unter bestimmten Umständen 3030 kg Wasser, das durch den Dampf von 15° auf 35° erwärmt wird.

Um diese 3030 kg Wasser um 5° abzukühlen (auf 30°) müßte man ihm 15150 *WE* entziehen oder 15150 : 580 = 26,1 kg davon verdampfen. 1 kg Dampf von 35° bis 30° hat durchschnittlich 28750 Liter Volumen, 26,1 kg also 750375 Liter. So große Volumina kann man natürlich nicht in kurzer Zeit fortpumpen.

Man muß sich also darauf beschränken, möglichst nur die Luft aus dem Kondensator abzusaugen.

Da die Spannung im Kondensator immer die Summe der Luft- und Dampfspannung ist, so folgt, daß die Spannung der Luft im Kondensator gefunden wird, wenn man von der Gesamtspannung

die des Dampfes abzieht: Die Spannung des Dampfes ist aber bedingt durch die Temperatur des durch den kondensierten Dampf erwärmten Einspritzwassers, mit dem er in Berührung ist.

Da die Wassertemperatur an verschiedenen Stellen desselben Kondensators verschieden ist, so ist es die Dampfspannung gleichfalls, und muß es die Spannung der Luft auch sein. Die Gesamtspannung kann nicht an allen Stellen des Kondensators dieselbe sein, schon weil Luft- und Dampfströmungen darin herrschen müssen, aber immer muß diese Gesamtspannung etwas kleiner sein als in dem Verdampf-Apparat, dessen Dämpfe im Kondensator niedergeschlagen werden sollen, weil die Reibung des Dampfes in den Rohren auf dem Wege vom Verdampf-Apparat zum Kondensator naturgemäß einen gewissen Druck verzehrt.

Im Verdampf-Apparat muß ein etwas höherer Druck als im Kondensator herrschen, um den abgehenden Dämpfen ihre Geschwindigkeit zu erteilen. Dieser Druckunterschied wird um so kleiner sein, je kürzer die Rohrleitung ist und je langsamer sich der Dampf in ihnen bewegt. Näheres hierüber findet sich im Abschnitt XVII.

Je höher die Wassertemperatur im Kondensator an der Stelle ist, an der die Luft abgesaugt wird, um so größer ist, entsprechend der Wassertemperatur, die Dampfspannung an dieser Stelle. Bei einer bestimmten Gesamtspannung im Kondensator wird also die Spannung der Luft um so kleiner sein müssen (d. h. ein bestimmtes Gewicht dieser Luft wird ein um so größeres Volumen einnehmen, das aus dem Kondensator zu entfernen ist), je wärmer das Wasser ist, welches sie zuletzt berührte.

Man sieht also hieraus, daß unter sonst gleichen Umständen das abzusaugende Luftvolumen am kleinsten ist, wenn es bei seiner Entfernung aus dem Kondensator mit kaltem Wasser mittelbar oder unmittelbar in Berührung war. Dies findet bei Gegenstrom- und Oberflächen-Kondensatoren statt, während bei Parallelstrom-Kondensatoren das warme Wasser mit der Luft und dem Dampf gemeinsam in die Pumpe geht.

Die Menge des Kühlwassers, die in einem Kondensator verbraucht wird, muß immer so groß sein, daß die Temperatur des Ablaufwassers etwas niedriger ist, als der Luftleere (dem absoluten Druck, dem Vakuum) entspricht, weil nur dadurch die Luftleere im Kondensator etwas größer (oder der Druck etwas kleiner) als

im Verdampf-Apparat erhalten werden kann, was, wie wir sahen, nötig ist.

Bei den nassen (Parallelstrom-) Einspritz-Kondensatoren tritt der Dampf mit dem möglichst gut verteilten Wasser oben zusammen in den geschlossenen Kondensator-Körper und beide bewegen sich mit verschiedener Geschwindigkeit nach unten. Dabei gibt der Dampf seine Wärme an das Kühlwasser ab und verflüssigt sich, das Kühlwasser nimmt die Wärme auf und wird wärmer. Die Geschwindigkeit des Dampfes nimmt nach unten hin bis 0 ab, die Geschwindigkeit des Wassers nimmt nach unten hin entsprechend den Fallgesetzen zu. Luft, Wasser und unkondensierbare Gase sammeln sich am unteren Teil des Kondensators, um von der Luftpumpe abgesaugt zu werden.

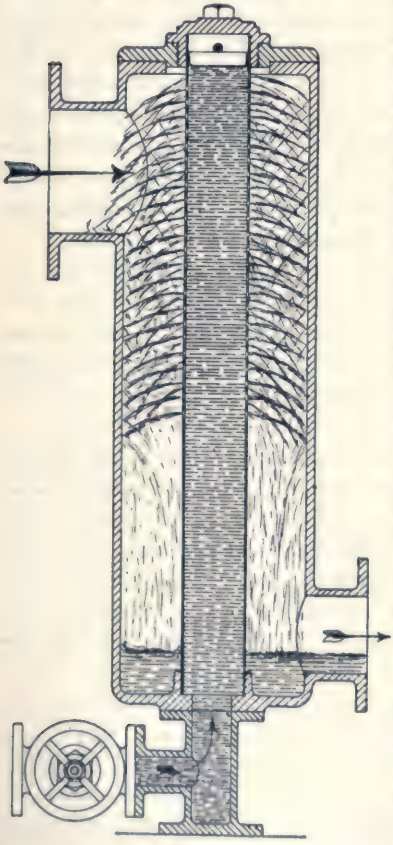


Fig. 16.

Im einzelnen können die nassen Kondensatoren recht verschiedene Konstruktion haben. Die Figur 16 verdeutlicht nur eine Ausführung, die ganz praktisch ist, und welche erlaubt, das nötige Einspritzwasser direkt aus einem Brunnen anzusaugen.

Man kann auch bei den nassen Kondensatoren einen Gegenstrom herstellen, indem man den Dampf unten einführt und dann die Luft oben absaugt, wodurch diese, da sie zuletzt mit dem kalten Wasser in Berührung war, kälter entfernt werden kann, was ja an sich vorteilhaft ist. Da die Luft aber im Pumpenzylinder oder auch schon früher mit dem warmen Wasser, über welchem Dampf von entsprechender Spannung steht, in Berührung kommt, so ist ein Vor-

teil dieser Einrichtung nicht wohl zu erkennen, denn die Luft nimmt bei der innigen Mischung recht schnell die Temperatur des Wassers an, und der Zustand ist dann gleich dem, der eintritt, wenn Luft und Wasser auf demselben Wege abgesaugt werden. Der Druck in der nassen Luftpumpe, auf den es doch ankommt, wird immer durch die Temperatur des abzusaugenden Wassers beherrscht.

Bei den trockenen (Gegenstrom-, Fallrohr-) Kondensatoren tritt der Dampf unten und das gut verteilte Kühlwasser oben ein. Der Dampf strömt mit abnehmender Geschwindigkeit nach oben, das Kühlwasser nach unten. Man bemüht sich, die Einrichtung so zu treffen, daß das Kühlwasser beim Austritt möglichst die Temperatur des einströmenden Dampfes und die Luft möglichst die des eintretenden Kühlwassers habe. Die Temperatur des Dampfes im Kondensator ist nicht überall die gleiche, sie ist unten höher als oben. Aus dem untersten Teil des Kondensators fließt das Einspritzwasser und der kondensierte Dampf selbsttätig durch ein mindestens 10,7 m langes Barometerrohr ab. Im günstigsten Fall herrscht in diesem Kondensator die Spannung, die der Temperatur des abfließenden Kühlwassers entspricht.

Auch die trockenen Kondensatoren werden verschieden gebaut. Die Figur 17 zeigt, abgesehen von Details, eine allgemeine Anordnung, die wohl ohne weiteres deutlich ist.

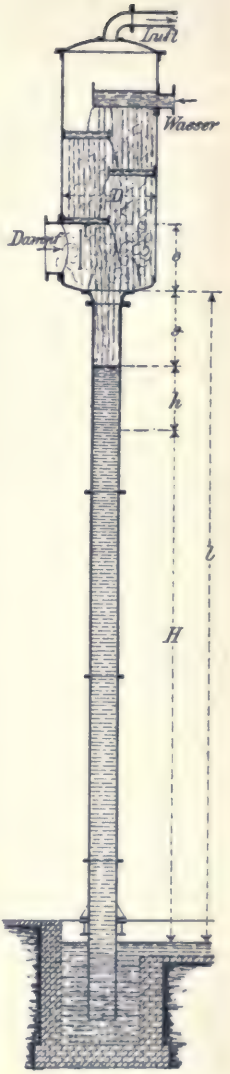


Fig. 17.
Fallrohr-Kondensator.

Wir wollen nun zunächst die Faktoren, welche für die Abmessungen der Einspritz-Kondensatoren maßgebend sind, einzeln be-

sprechen und dann die Resultate der Untersuchungen für die Feststellung ihrer Abmessungen benutzen.

2. Die erforderliche Kühlwassermenge.

Die in jedem Fall nötige Kühlwassermenge hängt vornehmlich ab von seiner ursprünglichen Temperatur, von derjenigen, mit der man es entlassen will und endlich von der Gesamtwärme des Dampfes, die von der zu erzielenden Luftleere bedingt wird.

Es sei:

D = das zu kondensierende Dampfgewicht in kg,
c = die Gesamtwärme von 1 kg dieses Dampfes,
W = das Gewicht des Kühlwassers in kg,
t_a = die Anfangstemperatur dieses Wassers in Graden Cels.,
t_e = die Endtemperatur des Ablaufwassers (nach der Kondensation),

so ist:
$$D\,c + W\,t_a = (W + D)\,t_e \quad . \quad . \quad . \quad (178)$$

und das Kühlwassergewicht:
$$W = \frac{D\,(c - t_e)}{t_e - t_a} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (179)$$

Beispiel. $D = 100$ kg Dampf sollen durch Wasser von $t_a = 10°$ kondensiert werden, so daß das Ablaufwasser $t_e = 40°$ warm ist. Wieviel Kühlwasser wird gebraucht?

Bei 40° hat 1 kg Dampf $c = 618{,}7$ *WE*, daher:
$$W = \frac{D\,(c - t_e)}{t_e - t_a} = \frac{100\ (618{,}7 - 40)}{40 - 10} = 1929 \text{ kg}.$$

Es sind also in diesem Falle $W = 1929$ kg Kühlwasser nötig.

Weil es bisweilen recht bequem ist, diese Angaben geordnet zur Hand zu haben, so ist hier eine kleine Tabelle 41 angefügt, die angibt, wieviel kg Wasser unter verschiedenen Umständen zur Kondensation von 1 kg Dampf notwendig sind, und zwar für Kühlwasser-Temperaturen von 5° bis 40°, und Ablauftemperaturen von 20° bis 60°. (Die Dampfwärme ist hierbei durchweg $c = 630$ *WE* angenommen, während sie in Wirklichkeit für jeden Fall etwas anders ist.)

3. Der Durchmesser der Wasserzuführungsrohre.

Der Durchmesser der Wasserzuführungsrohre hängt von der Menge des in bestimmter Zeit einzuführenden Wassers und dem

Tabelle 41.

Erforderliches Kühlwassergewicht W für die Kondensation von 1 Kilo Dampf.

Kühl-Wasser-Temperatur t_a	Temperatur des Ablaufwassers t_e in °C								
	20°	25°	30°	35°	40°	45°	50°	55°	60°
	Erforderliches Kühlwasser in Kilo für 1 Kilo Dampf								
5°	40,3	30	23,8	19,7	16,7	14,5	12,7	11,4	10,3
6°	43,2	31,5	24,7	20,5	17,2	14,9	13	11,6	10,5
7°	46,5	33,3	25,6	21,3	17,8	15,2	13,3	11,8	10,7
8°	50,5	35,3	27	22	18,3	15,7	13,7	12,13	10,9
9°	55	37,5	28,3	23	18,9	16,1	14	12,4	11,1
10°	60,5	40	29,3	24	19,6	16,4	14,4	12,7	11,3
11°	66,2	42,9	31,3	24,6	20	17,1	14,8	13	11,5
12°	75,6	46,2	33	25,6	20,9	17,6	15,1	13,25	11,8
13°	86,4	50	35	26,5	21,3	18,1	15,4	13,6	12
14°	101	55	37,2	28,1	22,5	19	16	14	12,3
15°	121	60	39,6	29,5	23,4	19,7	16,4	14,25	12,6
16°	152	66	42,5	31,1	24,1	20	16,9	14,6	12,85
17°	202	75	45,6	33	25,4	20,7	17,4	15	13,15
18°	303	86	49,6	34,5	26,6	21,5	18	15,4	13,4
19°	—	100	54,1	36,5	27,8	22,3	18,5	16	13,8
20°	—	120	59,5	39,5	29,3	23,2	19,1	16,3	14,1
21°	—	150	65	42,1	30,8	24,1	19,8	17	14,5
22°	—	200	74,4	45,4	32,4	25,1	20,6	17,3	14,8
23°	—	—	84,4	49,5	34,4	26,4	21,3	17,8	15,3
24°	—	—	99,2	53,6	36,5	27,6	22,1	18,4	15,7
25°	—	—	119	59	38,5	29,3	23	19	16
26°	—	—	149	65,6	42	30,5	23,9	19,6	16,4
27°	—	—	—	74,3	45	32,2	25	20,5	17,1
28°	—	—	—	84,3	49	34,1	26,14	20,7	17,7
29°	—	—	—	98,3	53,2	36,2	27,4	21,5	18,2
30°	—	—	—	147	58,5	38,6	28,75	22,4	19,2
31°	—	—	—	197	65	41,4	30,3	23,3	19,5
32°	—	—	—	—	73	44,6	32	24,1	20,2
33°	—	—	—	—	97,5	48,3	33,8	25,4	20,5
34°	—	—	—	—	117	53	35,9	26,7	21,7
35°	—	—	—	—	149	58	38,3	28	22,6
36°	—	—	—	—	—	—	41	29,4	23,5
37°	—	—	—	—	—	—	44,2	31,1	24,6
38°	—	—	—	—	—	—	48	33	25,7
39°	—	—	—	—	—	—	52,5	35	27
40°	—	—	—	—	—	—	57,5	37,3	28,3

Druck, mit dem es in den Kondensator gepreßt wird, ab. Die erforderliche Wassermenge kann für jeden Fall aus der Tabelle 41 entnommen werden. Der vorhandene Druck aber ergibt sich aus den besonderen Umständen jeder Anlage. Dieser Druck kann sehr verschieden sein. Befindet sich das Wassergefäß (oder der Brunnen, der Bach) in der Höhe des Kondensators, so kommt der ganze Überdruck der Atmosphäre über den Druck im Kondensator für die Bewegung des Wassers (als Saugfähigkeit) zur Wirkung. Herrscht im Kondensator ein Vakuum von 700 mm Quecksilber, einer Wassersäule von $H = 9{,}525$ m entsprechend, so ist die Druckhöhe des Wassers in diesem Fall auch $h_w = H = 9{,}525$. Befindet sich das Wassergefäß um die Höhe h_h höher als der Kondensator, so kommt diese Höhen-Differenz zu dem Vakuum als Druckhöhe hinzu und die gesamte Druckhöhe ist alsdann: $h_w = H + h_h$. Befindet sich das Wasser tiefer als der Kondensator, und zwar um die Höhe h_t, so ist die Wasserdruckhöhe gleich der Differenz dieser Höhen $h_w = H - h_t$. Hierbei müssen die Höhen h_h und h_t stets vom Wassereintrittsstutzen in den Kondensator aus gerechnet werden.

Wenn man es vermeiden will, das Wasser mit einer Pumpe in den Kondensator zu drücken, so darf die Anlage nie so eingerichtet werden, daß $H = h_t$ ist, denn man bedarf allemal einer gewissen Druckhöhe, um die Widerstände der Wasserbewegung zu überwinden und um dem Wasser eine gewisse Geschwindigkeit zu erteilen. Man sollte den Überdruck $H - h_t$ nie geringer als 3 m zulassen; besser ist es, wenn er größer ist.

Die Abmessungen der Wasserzuführungsrohre für die verschiedenen Fälle findet man im Abschnitt XVIII und Tabelle 36.

4. Das Wasserablaufrohr (Fallrohr) des trockenen Kondensators (Fig. 17).

Das Wasserablaufrohr des trockenen Kondensators dient dazu, den kondensierten Dampf und das für die Kondensation verwendete Wasser regelmäßig aus ihm abzuführen. Da im Kondensator ein mehr oder weniger vollkommenes Vakuum herrscht, so wird durch den Druck der äußeren Atmosphäre das Wasser im Fallrohr gleich wie das Quecksilber im Barometer in einer diesem Druck entsprechenden Höhe gehalten.

Der Druck der Atmosphäre ist gleich einer Wassersäule von

10,336 m [1]) im Zustande seiner größten Dichte, d. h. bei einer Temperatur von 4°; denn er ist = 1,0336 kg pro Quadratzentimeter. Da aber in dem Kondensator nie eine vollkommene Luftleere herrscht, so ist die Höhe, in der die Fallwassersäule durch die Atmosphäre gehalten wird, stets geringer. Bedeutet b das Vakuum im Kondensator in Millimetern Quecksilbersäule gemessen, und ist die Wassertemperatur 4°, so ist die Höhe der Fallwassersäule in Metern Wassersäule:

$$H = 10{,}336 \frac{b}{760} \text{ m}. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (180)$$

Nun ist das Fallwasser aber stets wärmer als 4°, daher sein spezifisches Gewicht geringer, sein Volumen größer; die Fallwassersäule muß also in diesem Verhältnis höher sein.

Nach Volkmann (1881) ist das Wasservolumen V_w, wenn es bei $4^0 = 1$ ist,

bei	4°	30°	40°	50°	60°	70°
$V_w =$	1,0	1,00425	1,0077	1,01197	1,01694	1,02261
bei			80°	100°		
$V_w =$			1,02891	1,04323		

und daher ist die Höhe der ruhenden Wassersäule für jedes Vakuum und jede Temperatur genauer:

$$H = 10{,}336 \frac{b}{760} V_w = 0{,}0136 \,.\, b \,.\, V_w \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{(181)}$$

---

[1]) Anmerkung. Genau ist diese Höhe nur am Meeresspiegel richtig. Auf dem fast immer höher liegenden, festen Lande ist der Luftdruck (d. i. die barometrische Flüssigkeitshöhe) um das Gewicht der Luftsäule vom Wasserspiegel bis zur fraglichen Anlage geringer. Da nun das Luftgewicht bei $0° = \frac{1}{773}$ von dem des Wassers und $\frac{1}{773 \,.\, 13{,}59}$ von dem des Quecksilbers beträgt, so ist die barometrische Flüssigkeitshöhe für je 100 m, um die die Anlage über dem Meere liegt, um $\frac{100}{773} = 0{,}1294$ m Wassersäule oder $\frac{100}{773 \,.\, 13{,}59} = 9{,}54$ mm Quecksilbersäule geringer als am Meere. Demnach hat bei normalem Barometerstand und 0° Lufttemperatur für einen Ort, der über dem Meere liegt:

	100	200	300	400	500 m	
die Quecksilbersäule	750,5	741,9	733,4	723,8	712,4	mm Höhe
die Wassersäule	10207	10078	9948	9818	9689	„ „

Für Anlagen, die auf Anhöhen liegen, muß dieser Umstand berücksichtigt werden.

Nun soll aber das Fallrohr eine gewisse Wassermenge in der Zeiteinheit abführen, daher muß das Wasser eine gewisse Fallgeschwindigkeit erhalten, die ihm nur durch eine bestimmte Druckhöhe h erteilt werden kann.

Diese Druckhöhe h ist die Wassersäule, um welche das Wasser im Fallrohr höher stehen muß als die Differenz zwischen dem äußeren Atmosphärendruck und dem absoluten Druck im Kondensator beträgt. Sie ist dazu bestimmt, erstens die der abwärts gerichteten Wasserbewegung entgegenstehenden Widerstände zu überwinden und zweitens dem Wasser die nötige Geschwindigkeit zu erteilen.

Nimmt man für einen bestimmten Fall diese Wasserdruckhöhe $= h$ an, so ergibt sich aus dieser nach bekannten Formeln [Abschnitt XVIII, Gleichung (165)] die Fallgeschwindigkeit des Wassers und damit die Wassermenge, die in bestimmter Zeit durch ein Rohr von bestimmtem Querschnitt abgeführt werden kann. (Man kann natürlich auch umgekehrt eine gewisse Wasserfallgeschwindigkeit fordern und die für deren Erzeugung notwendige Druckhöhe h berechnen; da wir aber hier immer die Leistungsfähigkeit bestimmter angenommener Apparatdimensionen bestimmen wollen, so folgen wir dem zuerst angegebenen Wege.)

Es sei (vergleiche Figur 17):

H = die vom Vakuum gehaltene barometrische Höhe des Wassers im Fallrohr,

h = die Druckhöhe,

$H + h$ = die vom Wasser durchflossene Rohrlänge in Metern (die theoretische Höhe des Fallrohrs),

v_w = die Fallgeschwindigkeit des Wassers in Metern,

d = der Rohrdurchmesser in Metern,

ζ_1 = der Koeffizient für die Widerstände des Wassers beim Eintritt in das Fallrohr = 0,505 (vergl. Seite 192),

ζ_4 = der Koeffizient für die Widerstände des Wassers beim Austritt aus dem Fallrohr = 1,

λ = der Koeffizient für die Reibung des Wassers an den Rohrwänden (vergl. S. 200),

so gilt die Gleichung:

$$v_w = \frac{\sqrt{2gh}}{\sqrt{1 + \zeta_1 + \zeta_4 + \lambda \frac{(H+h)}{d}}} \quad \ldots \quad (182)$$

$H + h =$ die Länge des vom Wasser durchflossenen Rohres nehmen wir für die Rechnung mit einer kleinen Vernachlässigung immer gleich 10 m an, und nun können wir durch Einsetzen verschiedener Werte für h bei allen in Betracht kommenden Rohrdurchmessern d die resultierende Fallwassergeschwindigkeit v_w bestimmen.

In der Tabelle 42 findet man für die Rohrdurchmesser $d =$ 100 bis 450 mm und für die Druckhöhen $h = 0{,}100$ bis 0,400 m die sich aus der Gleichung (182) ergebenden Fallwassergeschwindigkeiten und die infolgedessen in einer Stunde durch das Fallrohr abfließenden Wassermengen.

Das Fallwasser steht also im Beharrungszustande im Rohr stets in der Höhe $H + h$ über dem unteren Wasserspiegel; da aber dieser Wasserstand nicht konstant ist, sondern auf Grund von kleinen Vakuumschwankungen und Unregelmäßigkeiten im Wasserzulauf hinauf- und herabgeht, und weil ferner der Sicherheit wegen (um zu verhindern, daß das Fallwasser sich etwa im Kondensator ansammle) über dem Wasser im Rohr ein gewisser Spielraum s gegeben werden muß, so soll das Fallrohr stets wenigstens die Höhe $l = H + h + s$ haben. Das Maß s kann natürlich beliebig gewählt werden; wir nehmen $s = 0{,}5$ m an.

Unter diesen Voraussetzungeu ergeben sich die in der Tabelle 42 für verschiedene Luftleeren, Druckhöhen und Rohrdurchmesser angegebenen Fallrohrlängen l und Fallwassermengen W pro Stunde. Vergrößert man die Länge der Fallrohre, so kann man ihren Durchmesser verkleinern und umgekehrt. Bei der Wahl des Rohrdurchmessers für eine bestimmte Fallwassermenge wird man natürlich ein hohes Vakuum im Kondensator annehmen (750 mm).

Der mittlere Atmosphärendruck am Meeresspiegel ist 760 mm Quecksilbersäule. An den immer höher gelegenen Orten auf dem festen Lande ist er geringer, kann aber auch hier 780 mm erreichen.

Das Vakuum im Kondensator wird selten höher als 740 mm sein, doch wird man gut tun, ein solches von wenigstens 750 mm zu berücksichtigen.

Um den Eintritt des Wassers in das Fallrohr zu erleichtern, ist es vorteilhaft, es mit einem konischen Stutzen an dem nach unten gewölbten Boden des Kondensators beginnen zu lassen und den Winkel, den die Seiten des konischen Stutzens einschließen, $= 30^0$ zu wählen.

Tabelle 42.

Wasserbarometersäule bei Vakuen von 570—750 mm Quecksilber und den dabei herrschenden Temperaturen.

Vakuum . . .	570	611	642	668	705	718	728	736	742	750	mm Quecksilber.
Temperatur . .	65°	60°	55°	50°	40°	35°	30°	25°	20°	10°	Celsius.
Wasserbarometer	7793	8310	8734	9085	9592	9768	9902	10016	10100	10212	mm bei 4° Celsius.
Wasservolumen	1,01966	1,01695	1,01441	1,011877	1,007627	1,00593	1,00425	1,00300	1,00173	1,00090	bei obigen Temperaturen.
Wasserbarometer	7945	8450	8856	9184	9665	9817	9944	10046	10117	10212	mm „ „ „

windigkeit des Wassers v_w und die in 1 Stunde ablaufende Wassermenge W ist in cbm pro Stunde

bei Rohrdrm.: $d =$	100	125	150	175	200	225	250	300	350	400	450	mm
Wenn das Fallrohr $l = 10117 + 100 + 500 = 10717$ lang ist												
Für die Druckhöhe $h = 0{,}100$ $v_w =$	0,63	0,66	0,695	0,70	0,74	0,75	0,761	0,785	0,81	0,81	0,815	—
Für die Druckhöhe $h = 0{,}100$ $W =$	17,8	29,3	44,2	60,5	83,7	103,5	134,4	199,5	280,5	366,2	466,5	—
Wenn das Fallrohr $l = 10117 + 200 + 500 = 10817$ lang ist												
Druckhöhe $h = 0{,}200$ $v_w =$	0,89	0,93	0,98	1,00	1,04	1,06	1,08	1,11	1,13	1,14	1,15	—
Druckhöhe $h = 0{,}200$ $W =$	25,2	40,8	62,65	86,4	117,5	145,0	190,8	282,2	391,3	575,4	658,8	—
Wenn das Fallrohr $l = 10117 + 300 + 500 = 10917$ lang ist												
Druckhöhe $h = 0{,}300$ $v_w =$	1,09	1,10	1,21	1,25	1,28	1,30	1,32	1,36	1,38	1,40	1,41	—
Druckhöhe $h = 0{,}300$ $W =$	30,8	48,2	76,9	108,0	144,3	177,8	234,1	355,9	477,9	633,0	807,0	—
Wenn das Fallrohr $l = 10117 + 400 + 500 = 11017$ lang ist												
Druckhöhe $h = 0{,}400$ $v_w =$	1,26	1,33	1,40	1,44	1,47	1,50	1,53	1,57	1,59	1,61	1,63	—
Druckhöhe $h = 0{,}400$ $W =$	35,0	58,5	89,1	124,4	166,2	205,2	270,3	399,0	552,4	727,9	933,0	—

Die Barometerhöhe ist $H = 10.117$ m, die Sicherheitszugabe $s = 0.5$ m angenommen.

5. Die Wasserverteilung im Kondensator.

Nachdem die zum Niederschlagen bestimmter Dampfgewichte jedesmal nötigen Wassermengen festgestellt sind, müssen auch die Abmessungen der Konstruktionsteile angegeben werden die dazu dienen, das Wasser im Kondensator zu verteilen.

Hauptsächlich finden zwei Arten der Wasserverteilung Anwendung:

a) die Erzeugung von Wasserschleiern durch den Überlauf über gerade oder gebogene (kreisförmige) Ränder;

b) die Erzeugung von Wasserstrahlen und Tropfen durch flache, mit Löchern und mit einem Rande versehene Teller, durch Siebrohre, Düsen etc.

a) Wasserüberlauf.

Für die Bestimmung der Wassermenge, die in einer Stunde einen Überlauf passiert, kann man sich folgender Gleichungen bedienen:

$$W = \frac{2}{3}\,\mu \,.\, b \,.\, h\,\sqrt{2\,g\,h}\;3600\,.\,1000 \quad . \quad . \quad . \quad (183)$$

Hier bedeutet:

W = die stündlich überfließende Wassermenge in Litern,

μ = einen Kontraktions-Koeffizienten, den wir = 0,6 annehmen, indem wir seine durch Form und Neigung der Staukante bedingten Änderungen, weil nicht sehr erheblich, durch Wahl eines mittleren Querschnittes ausschalten,

g = die Beschleunigung der Schwere = 9,81,

h = die Stauhöhe in Metern,

b = die Breite (Umfang) des Überlaufs in Metern.

Setzen wir in die Gleichung (183) die ausgerechneten Konstanten, so entsteht:

$$W \cong 6\,400\,000\; b\,\sqrt{h^3} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (184)$$

Mit Hilfe dieser Gleichung (184) kann man nun zwar für jeden Fall die nötigen Abmessungen ausrechnen, um indessen diese Rechnung zu sparen, sind in der Tabelle 43 die in einer Stunde über Kanten bei Überlaufbreiten von $b = 0{,}5$—5 m und Stauhöhen von $h = 0{,}005$—0,050 m fließenden Wassermengen W in Kub.-Metern angegeben.

Beispiel. Ist die Breite der Überlaufkante $b = 3$, die Stauhöhe $h = 0{,}020$ m, so ist die stündlich abfließende Wassermenge:

$$W = 6\,400\,000\,.\,3\,\sqrt{0{,}02^3} = 54240 \text{ Liter.}$$

Tabelle 43.

Wassermengen in cbm, die in 1 Stunde über Überläufe von 0,5—5 m Breite bei Stauhöhen von 5—50 mm fließen.

Überlauf-Breite b m	Stauhöhen h in mm: 5	10	15	20	25	30	40	50
	Überfließende Wassermenge W in cbm pro Stunde							
0,5	1,1	3,2	6,3	9,0	12,6	16,6	25,6	35,6
0,6	1,3	3,8	7,6	10,8	15,2	19,9	30,7	42,7
0,7	1,5	4,4	8,8	12,7	17,7	23,2	35,8	49,8
0,8	1,7	5,2	10,1	14,5	20,3	26,6	41,0	57,0
0,9	2,0	5,7	11,4	16,3	22,8	29,9	46,1	64,1
1,0	2,2	6,4	12.6	18,1	25,3	33,2	51,2	71,2
1,1	2,4	7,0	13,9	19,9	27,9	36,5	56,3	78.4
1,2	2,6	7,6	15,2	21,7	30,4	39,9	61,5	85,5
1,3	2,9	8,3	16,4	23,5	32,9	43,2	66,7	92,6
1,4	3,1	8,9	17,7	25,4	35,5	46,5	71,7	98,7
1,5	3,3	9,6	19,0	27,2	38,0	49,8	76.8	106,9
1,6	3,5	10,5	20,2	29,0	40,6	53,2	82,0	114,0
1,7	3,7	10,8	21,5	30,8	43,1	56,5	87,1	121,1
1,8	4,0	11,5	22,8	32,6	45,6	59,8	92,2	128,3
1,9	4,2	12,1	24,0	34,4	48,2	63,1	97,4	135,4
2,0	4,4	12,8	25,3	36,2	50,7	66,5	102,5	142,5
2,1	4,6	13,4	26,6	38,1	53,2	69,8	107,6	149,6
2,2	4,9	14,1	27,8	39,9	55,8	73,1	112,7	156,8
2,3	5,1	14.7	29,1	41.7	58,3	76,5	117,9	163,9
2,4	5,3	15.3	30,4	43,5	60,9	79,8	123,0	171,0
2,5	5,5	16,0	31,6	45,3	63,4	82,5	128,1	178,2
2,6	5,8	16,6	32,9	47,1	65,9	85,2	133,3	185,3
2,7	6,0	17,3	34,2	48,1	68,5	89,2	138,4	191,4
2,8	6,2	17,9	35.4	49,2	71,0	93,1	143,5	199,5
2,9	6,4	18,5	36,7	52,6	73,6	96,4	148,6	205,7
3,0	6,6	19,2	38,0	54,2	76,1	99.7	153,7	213,8
3,1	6,9	20,1	39.2	56,2	78,6	103,1	158,9	220,9
3,2	7,1	21,0	40,5	58,0	81,2	106,4	164,0	228.0
3,3	7,3	21,1	42,6	59,8	83,7	109,7	169,1	235,2
3,4	7,5	21,6	43,0	60,8	86,2	113,0	174,2	242,3
3,5	7,8	22,4	44,3	63,5	88,8	116,4	179,4	249,4
3,6	8,0	23,0	45,6	65,3	91,3	119,7	184,5	256,6
3,7	8,2	23,7	46,8	67,1	93,9	123,0	189,6	263,7
3,8	8,4	24,3	48,1	68,9	96,4	126,3	194,8	270,8
3.9	8,7	24,9	49,4	70,7	98,9	129,6	199,9	277,9
4,0	8,9	25,6	50,6	72,5	101,5	133.0	205,0	285,1
4,1	9,1	26,2	51,9	74,3	104,0	136,3	210,1	292,2
4,2	9,3	26,9	53,2	76,2	106,5	139,6	215,3	299,3

Tabelle 43.

Überlauf-Breite b m	Stauhöhen h in mm: 5	10	15	20	25	30	40	50
	Überfließende Wassermenge W in cbm pro Stunde							
4,3	9,5	27,5	54,4	78,0	109,1	143,0	220,4	306,5
4,4	9,8	28,1	55,7	79,8	111,6	146,3	225,5	313,6
4,5	10,0	28,8	57,0	81,6	114,1	149,6	230,6	320,7
4,6	10,2	29,4	58,2	83,4	116,7	153,0	235,8	327,8
4,7	10,4	30,1	59,5	85,2	119,2	156,3	240,9	335,0
4,8	10,7	30,7	60,8	87,0	121,8	159,6	246,0	342,1
4,9	10,9	31,3	62,1	88,9	124,3	162,3	251,1	348,2
5,0	11,1	32,0	63,3	90,7	126,9	165,1	256,3	356,4

b) Wasserlauf durch Siebplatten.

Die Wassermenge in Litern, die in einer Stunde durch ein Loch vom Durchmesser d in Dezimetern im Boden eines Gefäßes, in dem das Wasser die konstante Höhe h einnimmt, abfließt, ist ohne Berücksichtigung aller die Abflußmenge beeinträchtigenden Kontraktionen:

$$W = 10 . \frac{d^2 \pi}{4} \sqrt{2 g h}\, 3600 \text{ Liter} \quad . \quad . \quad . \quad (185)$$

Diese theoretische Abflußmenge wird nun aber verringert durch die Form der Abflußöffnung, die Gestaltung der Abflußkanten, die Rauhheit der Lochwände, die Dicke des Bodens, derart, daß in Wirklichkeit durch ein Loch immer nur ein Bruchteil der theoretischen Wassermenge abfließen kann. Für die hier betrachteten Fälle handelt es sich wohl immer um Löcher, die ohne große Sorgfalt in die Verteilungsteller gebohrt sind. Die Abflußmenge wird auch in hohem Grade beeinflußt durch die lebhafte Unruhe, in die das zum Abfluß bestimmte Wasser durch den heftigen Strahl des die Platte (den Teller) frisch füllenden Wassers versetzt wird.

Da man also nicht darauf rechnen kann, daß die auch unter Berücksichtigung der Kontraktion auf Grund bekannter Formeln berechneten Wasserabflußmengen der Wirklichkeit entsprechen werden, so haben wir durch direkte Beobachtungen die Wassermengen zu finden gesucht, die in bestimmter Zeit durch Löcher von 3, 4, 5, 6, 7, 8 mm Durchmesser aus Gefäßen abfließen, die 10, 15, 30, 40, 50, 200 mm hoch konstant mit Wasser gefüllt erhalten wurden.

Dabei zeigte sich, wie groß und wie verschieden in jedem Fall die wirkliche Abflußmenge von der ohne Beachtung aller störenden Einflüsse berechneten war, so zwar, daß sie sich um 1—30 % geringer als diese ergab. Im Durchschnitt betrug die Minderleistung 8,3 % von der ohne Berücksichtigung der Kontraktion berechneten.

In der Tabelle 44 ist die nach den Beobachtungen wahrscheinliche durch Löcher von 2—10 mm Drm. stattfindende stündliche Abflußmenge zusammengestellt, und zwar für Fälle, in denen das Wasser auf den Verteilungstellern 10—200 mm hoch steht.

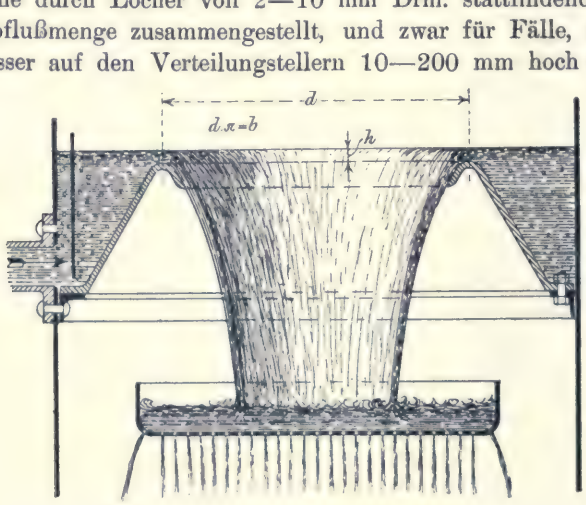


Fig. 18.

Da in jedem Fall bekannt ist, wieviel Wasser in einer Stunde in dem Kondensator verteilt werden soll, so kann mit Hilfe dieser Tabelle sofort die erforderliche Anzahl der Löcher in der Verteilungsplatte bestimmt werden. Der Verteilungsteller läßt natürlich um so mehr Wasser abfließen, je höher dies auf ihm steht, so daß für die bei jedem Kondensatorbetrieb eintretenden Wasserbedarfsschwankungen die Wasserhöhe sich in erwünschter Weise selbst reguliert.

Die Tabelle 44 zeigt auch die erforderliche Anzahl n der Löcher von 2—10 mm Drm., wenn in einer Stunde bei einer Wasserstandshöhe von 10 mm 4—300 cbm Wasser abfließen sollen. Bei einer anderen Wasserstandshöhe h_a in Metern ist dann die nötige Anzahl der Löcher n_a im Verteilungsteller:

$$n_a = n \frac{\sqrt{0{,}010}}{\sqrt{h_a}} = \frac{0{,}1 \,.\, n}{\sqrt{h_a}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (186)$$

Tabelle 44.

a) Wassermenge in Litern, die von einem Verteilungsteller in einer Stunde durch Löcher von 2—10 mm bei Wasserhöhen von $h = 10$—200 mm abfließt (15% geringer als die berechnete angenommen).

b) Anzahl der Löcher v. 2—10 mm Drm. im Teller, wenn bei $h = 10$ mm Wasserhöhe in einer Stunde 4—300 cbm Wasser abfließen sollen.

Wasserhöhe auf dem Teller h	Lochdurchmesser in mm								
	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	a) Wasserabflußmenge in Litern pro Loch und Stunde								
10	4,75	9	17	27	38	52	68	86	106
15	5,2	11	20	31	47	64	83	105	130
30	7,46	16	29	45	65	87	100	149	184
40	8,5	18	34	53	77	104	136	172	213
50	9,67	24	38	59	86	120	153	196	242
200	19,88	42,4	76	119	171	227	300	402	497
Stündliche Wasser-Abfluß-menge in cbm	b) Dazu erforderliche Zahl von Löchern n bei einer Wasserhöhe von $h = 10$ mm								
4	842	423	235	150	105	77	59	46	38
6	1263	634	353	226	157	115	88	70	56
8	1684	846	470	301	210	154	118	93	75
10	2105	1057	588	376	262	192	147	116	94
15	3158	1585	882	564	393	289	220	175	141
20	4210	2214	1176	752	524	382	294	232	188
25	5264	2643	1470	940	655	481	367	291	236
30	6315	3171	1764	1126	786	576	441	348	282
35	7368	3699	2058	1316	917	672	514	406	329
40	8420	4228	2352	1504	1048	768	588	464	376
50	10527	5285	2940	1880	1309	962	734	582	472
60	12630	6342	3528	2256	1572	1152	882	696	564
70	14735	7399	4116	2632	1834	1344	1029	812	658
80	16840	8456	4704	3008	2096	1536	1176	928	752
90	18947	9513	5292	3384	2357	1730	1322	1046	848
100	21053	10570	5880	3759	2618	1923	1468	1163	943
125	26362	13212	7350	4699	3272	2404	1832	1454	1179
150	31580	15850	8820	5639	3927	2885	2202	1745	1415
175	36889	18497	10290	6579	4581	3366	2566	2036	1651
200	42106	21140	11760	7518	5236	3846	2936	2326	1886
225	47415	23782	13230	8458	5890	4327	3300	2617	2122
250	52733	26425	14700	9398	6545	4808	3670	2908	2358
275	57942	29062	16170	10338	7199	5289	4034	3199	2594
300	63160	31710	17640	11278	7954	5770	4454	3490	2830

Hat man demnach bei einer Wasserstandshöhe von 10 mm im Ablaufteller zur Erzeugung einer bestimmten Abflußwassermenge n Löcher nötig, so ist die Zahl n_a der Löcher für dieselbe Abflußmenge bei einer andern Wasserstandshöhe:

$h_a =$	15	30	40	50	200 mm
$n_a =$	$0{,}82\,n$	$0{,}58\,n$	$0{,}5\,n$	$0{,}447\,n$	$0{,}224\,n$

6. Der Durchmesser der Dampfzuleitungsrohre.

Das in bestimmter Zeit zu kondensierende Dampfgewicht D ist in jedem Falle bekannt, die gewünschte Luftleere (das Vakuum) ist es gleichfalls. Der Durchmesser der Dampf-Zuleitungsrohre kann also aus der Tabelle 32 im Abschnitt XVII gefunden werden. Dort ist für die Bestimmung der Rohrweite angenommen worden, daß das Rohr 20 m lang und daß ein Druckverlust von $^1/_2$ oder $^1/_3$ % gestattet sei. Hat die Rohrleitung vom Verdampf-Apparat zum Kondensator eine andere Länge l_a, so erhält man das dann bei $^1/_2$ % oder $^1/_3$ % Verlust der Rohre passierende Dampfgewicht, indem man das der Tabelle 32 mit $\sqrt{\frac{20}{l_a}}$ multipliziert. Will man, um eine engere Rohrleitung zu erhalten, einen größeren Druckverlust ertragen, so findet man das bei z_a % Druckverlust das Rohr durcheilende Dampfgewicht, indem man die Angaben der Tabelle 32 mit $\sqrt{\frac{z_a}{0{,}5}}$ oder $\sqrt{\frac{z_a}{0{,}333}}$ multipliziert.

Für eine andere Länge l_a und einen anderen Druckverlust z_a ergeben sich die in einer Stunde durch die Rohre strömenden Dampfgewichte durch Multiplikation der Werte der Tabelle 32 mit:

$$\sqrt{\frac{z_a}{l_a}\,40.}$$

Beispiel. Durch ein Rohr von 200 mm Drm. strömen bei 20 m Länge und 750 mm Vakuum bei $^1/_2$ % Druckverlust in 1 Stunde 124 kg Dampf; durch dasselbe Rohr, wenn es $l_a = 30$ m Länge hat und $z_a = 5$ % Druckverlust erlaubt sind, strömen:

$$D = 124\sqrt{\frac{z_a \cdot 40}{l_a}} = 124\sqrt{\frac{5 \cdot 40}{30}} = 318{,}47 \text{ kg Dampf.}$$

7. Der Durchmesser der Luftrohrleitung.

Der Durchmesser der Rohrleitung vom Kondensator zur Luftpumpe wird bestimmt durch das stündlich abzuleitende Luftgewicht, das wir (etwas reichlich, siehe Abschnitt XXIII) zu 0,25 kg pro 1000 kg Einspritzwasser annehmen. Die Tabelle 35 oder 35a gibt das durch Rohre von verschiedenem Durchmesser bei 20 m Länge und $^1/_2$ % Druckverlust in einer Stunde geförderte Luftgewicht an. Für eine andere Länge l_a und einen anderen Druckverlust z_a multipliziert man die Gewichte der Tabelle 35 mit $\sqrt{\frac{z_a\,40}{l_a}}$, um das unter diesen Umständen abströmende Luftgewicht zu erhalten.

8. Die Erwärmung des Einspritzwassers.

Die Erwärmung des Einspritzwassers erfolgt bei direkter Berührung mit Dampf durch Vermittelung der Oberfläche. Je größer die Oberfläche einer Wassermenge im Verhältnis zu ihrem Inhalt ist, in um so kürzerer Zeit wird sie durch den umgebenden Teil erwärmt werden.

Mit Rücksicht hierauf kann die Verteilung des Wassers im Einspritz-Kondensator in vier verschiedenen Formen geschehen:

Das Kühlwasser kann über Flächen rieseln, über die der zu kondensierende Dampf streicht.

Es kann in flachen oder gebogenen Schleiern herabfallen, die von beiden Seiten vom Dampf umspült werden.

Es können Wasserstrahlen in den dampferfüllten Kondensator fallen.

Das Kühlwasser kann in Form von Tropfen in den Kondensator gespritzt werden.

Von der Dicke der Wasserflächen und Schleier und von dem Durchmesser der Strahlen und Tropfen hängt das Verhältnis der Oberfläche des Kühlwassers zu seinem Inhalte ab, und um eine Vorstellung von diesen Umständen zu bilden, ist die nachstehende kleine Tabelle 45 zusammengestellt worden, in der das Verhältnis der Oberfläche (o) in qmm zum Inhalt in cmm (i), und zwar für Dicken (δ) resp. Durchmesser (δ) von 2—10 mm angegeben ist.

Bei den hier betrachteten Formen, die das Wasser im Kondensator annehmen kann, ist das Verhältnis der Oberfläche zum Inhalt

$\frac{o}{i}$ am kleinsten bei den berieselten Flächen und am größesten bei den kugelförmigen Tropfen. Unter sonst gleichen Umständen wird also in einem Kondensator tropfenförmig verteiltes Wasser am schnellsten die Temperatur des umgebenden Dampfes annehmen. Von diesem Gesichtspunkte aus betrachtet, wäre es daher das Beste, das Kühlwasser in die Kondensatoren in Form möglichst kleiner Tropfen einzuspritzen; aber der Ausführung dieser Absicht stehen Hindernisse entgegen, da seine Verteilung in möglichst gleichmäßigen Tropfen nicht leicht zu bewirken ist.

Alle Formen der Wasserverteilung werden in den Kondensatoren verwendet; daher ist es von Wert, sich ein Urteil darüber zu bilden, welche Zeit jede derselben erfordert, das Einspritzwasser von seiner ursprünglichen niedrigen auf die gewollte höhere Temperatur zu erwärmen.

In den meisten Fällen wird die Wärme an Flüssigkeiten durch in ihr natürlich entstehende oder künstlich erzeugte Bewegungen, Zirkulationen, Strömungen übertragen; aber hier innerhalb der meist frei fallenden Wasserkörper sind solche nicht anzunehmen, weil abgesehen von der Reibung, die der strömende Dampf an ihrer Oberfläche erzeugt, und von den Bewegungen, welche durch die vibrierenden Mündungen der Ausflußstellen bewirkt werden, nur die Attraktion auf die Wasserteile wirkt, welche Kraft aber, wegen der vollkommenen Gleichmäßigkeit ihrer Wirkung auf alle Teile, eine innere Bewegung nicht hervorzubringen vermag. So wird denn die Wärme von der Oberfläche in das Innere der Wasserkörper hauptsächlich durch Leitung übertragen.

Die Wärmeleitungsfähigkeit des Wassers ist eine sehr geringe. Nach verschiedenen übereinstimmenden Untersuchungen ist ihr Koeffizient $\lambda = 0{,}093$ Gramm Kalorien (d. h. pro 1 qcm, 1 Minute, 10 mm Dicke der Wasserschicht und 1^0 Temperatur-Differenz auf beiden Seiten des Wasserkörpers), oder $\lambda = \frac{0{,}093 \,.\, 10000 \,.\, 10}{60 \;\; 1000} = 0{,}155$ Kalorien (d. h. pro 1 qm, 1 Sekunde, 1 mm Dicke und 1^0 Temperatur-Differenz), oder mit anderen Worten: durch eine Wasserschicht von 1 qm Fläche und 1 mm Dicke, deren beide Endflächen konstant 1^0 Temperatur-Differenz behalten, gehen in einer Sekunde 0,155 WE hindurch.

Tabelle 45.

Oberflächen und Inhalte und deren Verhältnisse zueinander bei Wasser-Flächen, -Schleiern, -Strahlen, -Tropfen.

icke, resp. Drm. δ	2	3	4	5	6	7	8	9	10
ugeloberfläche o	12,56	23,27	50,2	78,5	113,08	153,92	201,04	254,47	314,16
ugelinhalt i	4,1887	14,137	33,51	65,43	113,08	179,6	268,07	381,8	523,58
trahloberfläche o	12,56	28,27	50,2	78,5	113,08	153,92	201,04	254,4	314,16
trahlinhalt i	6,28	21,2	50,2	98,15	169,6	269,3	401	572	785
läche $\frac{o}{i}$	0,5	0,333	0,25	0,2	0,1667	0,1429	0,125	0,111	0,1
chleier $\frac{o}{i}$	1,0	0,667	0,5	0,4	0,333	0,2859	0,25	0,222	0,2
trahl $\frac{o}{i}$	2	1,333	1,0	0,80	0,666	0,5718	0,5	0,4447	0,4
ropfen $\frac{o}{i}$	3	2	1,5	1,2	1,00	0,855	0,75	0,666	0,6
läche $\frac{i}{o}$	2	3	4	5	6	7	8	9	10
chleier $\frac{i}{o}$	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5
trahl $\frac{i}{o}$	0,5	0,75	1	1,25	1,5	1,75	2	2,25	2,5
ropfen $\frac{i}{o}$	0,333	0,50	0,666	0,833	1	1,17	1,333	1,5	1,666

Es wird ferner angenommen, daß die durch eine Wasserschicht im Beharrungszustande strömende Wärmemenge direkt proportional sei dem Querschnitt (Q in qm), der Zeit (z_s in Sekunden), der konstanten Temperatur-Differenz (ϑ_a in ^{0}C) und umgekehrt proportional der zu durchdringenden Wasserschichtdicke (η in mm), so daß für den Beharrungszustand gilt:

$$C = \frac{Q \cdot \lambda \cdot z_s \cdot \vartheta_a}{\eta} = \text{Kalorien} \quad . \quad . \quad . \quad (187)$$

Bei der Erwärmung von Wasser, das in Form von Schleiern, Strahlen, Tropfen in einen Kondensator herabfällt, haben wir es aber nicht mit einem Beharrungszustande zu tun, sondern mit der Anfangsperiode der Erwärmung, in der die Wärme von außen in das

Wasser durch Leitung eindringt. In dieser Periode bleibt zwar die Temperatur-Differenz zwischen dem Dampf und der letzten von den Wärmeschwingungen eben getroffenen Schicht auch konstant $= \vartheta_a$, aber der Widerstand, den die Dicke der Wasserschicht dem Eindringen der Wärme entgegensetzt, ist beim Beginn der Erwärmung (an der Oberfläche) $= 0$, und nimmt erst mit der Tiefe η, bis zu welcher die Erwärmung gedrungen ist, zu. Die Wasserschicht ist im Mittel nur $= \frac{\eta}{2}$. Die Wärmemenge, welche alle mehr oder weniger erwärmten Schichten zusammen aufgenommen haben, ist gleich dem Gewicht dieser Schichten multipliziert mit der Durchschnittstemperaturerhöhung aller Schichten (bei $\sigma_f = 1$).

Die Gleichung für die Anfangsperiode der Erwärmung hat also folgende Form:

$$C = \frac{Q \cdot \lambda \cdot z_s \cdot \vartheta_a}{\frac{\eta}{2}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (188)$$

Nun schreitet die Wärme von der Oberfläche ins Innere der Wasserkörper nicht derart fort, daß zunächst die vom Dampf berührte dünne Schicht ganz die Temperatur des Dampfes annimmt, darauf eine zweite, eine dritte und so fort die gleiche Temperatur erhält, vielmehr nimmt zunächst die Berührungsschicht eine kleine Temperaturerhöhung an, die allmählich steigt, aber während dieser ihrer Temperatursteigerung überträgt die erste Schicht schon Wärme an die folgende und diese an die dritte Schicht und so fort. Während die Wärme von einer Schicht zur folgenden kälteren fortschreitet, erwärmen sich zugleich die schon erwärmten Schichten mehr und mehr. Es gilt das Gesetz, daß wenn die Entfernung von der Berührungsfläche (der beiden im Wärmeausgleich begriffenen Stoffe) in arithmetischer Reihe zunimmt, die Temperaturgrade in geometrischer Reihe abnehmen.

Die Wärmeabnahme von Schicht zu Schicht findet hier nach demselben Gesetze statt wie die Abnahme der Temperatur-Differenzen von Zeitteilchen zu Zeitteilchen bei der Erwärmung durch Dampf, die im Abschnitt I erörtert wurde.

Bei der beginnenden Erwärmung des Wassers durch Leitung nehmen, nachdem die Berührungsschicht fast die Dampftemperatur

erhalten hat, die Temperaturen der folgenden Schichten zuerst schnell, dann sehr langsam ab.

Die Durchschnittstemperatur-Erhöhung der Wasserkörper beim Beginn der Erwärmung kann wie im Abschnitt I nach Gleichung (8) bestimmt werden; man kann sie aber auch auf endliche Weise ziemlich genau feststellen, ganz ähnlich wie es dort für die mittlere Temperatur-Differenz geschehen.

Die gesamte Temperatur-Differenz zwischen Dampf und Wasser am Anfang sei $= \vartheta_a$, so ist nach einer gewissen Zeit, nachdem also die Wärme schon etwas in das Wasser eingedrungen ist, und unter der Voraussetzung, daß die Querschnitte der Schichten gleich groß bleiben, die Temperatur-Differenz-Verminderung zwischen dem Dampf und der ersten Schicht: $= x\,\vartheta_a$

zwischen der 1. und 2. Schicht: $= x\ (\vartheta_a - x\,\vartheta_a) = x\,\vartheta_a\,(1-x)$

„ „ 2. „ 3. „ $= x\ ((\vartheta_a - x\,\vartheta_a) - x\,\vartheta_a\,(1-x))$

$= x\,\vartheta_a\,(1-x)^2$

zwischen der vorletzten und letzten Schicht $= x\,\vartheta_a\,(1-x)^{n-1}$.

Bezeichnen wir auch hier wie im Abschnitt I mit ϑ_e die Temperatur-Differenz zwischen der letzten n-ten, noch etwas erwärmten Schicht und der ersten gar nicht erwärmten, so folgt aus der oben angestellten Betrachtung, ebenso wie früher:

$$x = 1 - \sqrt[n]{\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (189)$$

Wenn man nun ganz ebenso, wie dort die Temperatur-Differenzen, hier die Temperatur-Erhöhungen der einzelnen Schichten zusammenzieht, und durch die Anzahl der Schichten dividiert, um die Durchschnittstemperatur-Erhöhung zu erhalten, so hat man, wenn angenommen wird, daß die unmittelbar berührte Schicht die Dampftemperatur schon angenommen habe, als Temperatur-Erhöhung der einzelnen Schichten:

Temperatur-Erhöhung der ersten Schicht: ϑ_a

„ „ „ zweiten Schicht: $\vartheta_a - x\,\vartheta_a = \vartheta_a\,(1-x)$

„ „ „ dritten Schicht: $\vartheta_a\,(1-x)^2$

„ „ „ n-ten Schicht: $\vartheta_a\,(1-x)^{n-1}$

und die Summe:

$$S_\varepsilon = \vartheta_a\,[1 + (1-x) + (1-x)^2 + (1-x)^3 \ldots . (1-x)^{n-1}]$$

und hieraus die mittlere Temperatur-Erhöhung des Wassers:

$$t_{\varepsilon m} = \frac{\vartheta_a - \vartheta_e}{n\left(1 - \sqrt[n]{\frac{\vartheta_e}{\vartheta}}\right)} \quad \ldots \quad (190)$$

Drücken wir ϑ_e ebenso wie früher als einen Teil von ϑ_a aus, so ist $\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a}$ immer ein echter Bruch. Der Wert $\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a}$ muß in Wirklichkeit, bei unendlich vielen Schichten, fast $= 0$ werden. Wir nehmen ihn wegen der Endlichkeit unserer Rechnung ebenso wie im Abschnitt I $= 0{,}01 = 1{,}0\,\%$ an. Diese Ungenauigkeit ist nicht von erheblicher Bedeutung.

Die Durchschnitts- oder mittlere Temperatur-Erhöhung $t_{\varepsilon m}$ der 100 ideellen parallelen gleichen Schichten in dem plattenförmigen Wasserkörper ist, unter der Voraussetzung, daß die ganze Temperatur-Differenz am Anfange ϑ_a und am Ende $\vartheta_e = 0{,}01\ \vartheta_a$ ist, nach Tabelle 1: $t_{\varepsilon m} = 0{,}215\ \vartheta_a$.

Die Wärmemenge, welche der Wasserkörper, wenn er bis zur Tiefe η in mm erwärmt ist, aufgenommen hat, ist daher:

$$C = Q \,.\, \eta \,.\, 0{,}215\, \vartheta_a \quad \ldots \quad \textbf{(191)}$$

Um nun eine Vorstellung von der Zeit z_s zu erhalten, in der durch die Oberfläche (oder den Querschnitt) Q bei der konstanten Temperatur-Differenz ϑ_a die Wärme C in eine plattenförmige Wassermasse bis zur Tiefe η eintritt, setzen wir die Gleichungen (188) und und (191) einander gleich und erhalten:

$$2\,Q\,\frac{\lambda}{\eta}\,z_s\,\vartheta_a = Q\,\eta\,0{,}215\,\vartheta_a \quad \ldots \quad (192)$$

$$2\,\lambda \,.\, z_s = \eta^2 \,.\, 0{,}215 \quad \text{oder da: } \lambda = 0{,}155 \text{ ist,}$$

$$z_s = \eta^2 \,.\, 0{,}694 \quad \ldots \quad \textbf{(193)}$$

$$\text{und } \eta = \sqrt{\frac{z_s}{0{,}694}} \quad \ldots \quad \textbf{(194)}$$

Die Gleichung (193) gibt die Zeit z_s in Sekunden an, in der eine plattenförmige, einseitig von Dampf erwärmte Wassermasse von der Dicke η in mm auf der Wärmeeintrittsseite die Temperatur der Dampfquelle angenommen hat und auf der anderen eben erwärmt zu werden beginnt.

Aus der Gleichung (194) kann man die Plattendicke η berechnen, die in der Zeit z_s auf diese Weise erwärmt wird, und man erkennt

aus den Gleichungen (193) und (194) recht deutlich, daß der Dampf die äußersten Schichten des berührten Wassers schnell erwärmt, daß sich dann aber die Wärme nur langsam (umgekehrt dem Quadrat der Dicke) ins Innere der Wasserkörper fortpflanzt.

Die Hauptwärmemenge, die in bestimmter Zeit in die Wassermasse geleitet wird, bleibt in und nahe den berührten äußeren Schichten zurück. In das Innere wird nur wenig Wärme übertragen, und dies wenige gelangt nur spät hinein.

Aus dieser Betrachtung folgen die Bedingungen für schnelle und hohe Erwärmung von Wasser bei direkter Berührung mit Dampf:

1. die Oberfläche des Wassers muß recht groß sein,
2. die Oberfläche muß schnell wechseln,
3. die Berührungszeit zwischen Dampf und Wasser muß möglichst lang sein.

Um diese Anschauung durch Zahlen zu präzisieren, ist die kleine Tabelle 46 beigefügt worden, die angibt: wieviel Millimeter die Wärme in 0,1—1,2 Sekunden in eine einseitig von Dampf berührte Wasserfläche eindringt, wieviel Kalorien in dieser Zeit eingedrungen sind, und um den wievielten Teil der ganzen Temperaturdifferenz ϑ_a die gesamte 1—7 mm dicke Wassermenge erwärmt sein würde, wenn die Wärme auf diese gleichmäßig verteilt gedacht wird. Dies alles für Platten, Strahlen und Kugeln.

Man erkennt aus der Tabelle 46 deutlich, daß die eindringende Wärmemenge keineswegs proportional der Zeit wächst, sondern daß in der ersten Zeit der Berührung sehr viel mehr Wärme in das Wasser übergeht als in den folgenden Zeiten.

Ist die Wärme in einen plattenförmigen Körper von einer Fläche aus eingedrungen, und hat sie ihn von dieser Fläche aus nicht in seiner ganzen Dicke δ, sondern nur bis zur Tiefe η (abnehmend) erwärmt, so ist, wie wir gesehen haben, die eingedrungene Wärmemenge so groß, als wenn von dem plattenförmigen Körper der Teil (das Volumen) $Q \cdot \eta$ die Temperatur-Erhöhung $0{,}215 \cdot \vartheta_a$ erhalten hätte, oder als ob der ganze plattenförmige Körper von der Dicke δ eine Temperatur-Erhöhung t_{ep} um:

$$t_{ep} = \frac{\eta}{\delta}\, 0{,}215\, \vartheta_a \text{ °Celsius} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (195)$$

erfahren hätte.

In einem Strahl (Zylinder) vom Durchmesser δ, der von seiner Mantelfläche aus erwärmt wird, verteilt sich die Wärme ebenso wie in einem Plattenkörper. Da aber das Volumen der zylinderförmigen Schichten von außen nach innen abnimmt, und ebenso die Temperatur jeder Schicht, so bildet sich, wenn $t_{\varepsilon c}$ die gedachte Temperatur-Erhöhung des ganzen Strahls bedeutet, die Gleichung:

$$t_{\varepsilon c} \cdot \frac{\delta^2 \pi}{4} = 0{,}215\, \vartheta_a\, \eta\, (\delta - 2 \cdot 0{,}2\, \eta)\, \pi \quad (196)$$

$$t_{\varepsilon c} = \frac{0{,}86 \cdot \vartheta_a\, \eta\, (\delta - 0{,}4\, \eta)}{\delta^2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{(197)}$$

Bei dem Tropfen (Kugel) findet etwas Ähnliches statt. Man findet seine Durchschnittstemperatur-Erhöhung $t_{\varepsilon k}$, indem man sein erwärmtes hohlkugelförmiges Volumen multipliziert mit dessen mittlerer Temperatur-Erhöhung und dividiert durch das Volumen des ganzen Tropfens. Das erwärmte Volumen ist gleich dem Querschnitt des Erwärmungs-Diagramms multipliziert mit der Oberfläche der Kugel, welche die Schwerpunkte dies Diagramms enthält.

$$t_{\varepsilon k} \cdot \frac{\delta^3 \pi}{6} = 0{,}215\, \vartheta_a\, \eta \cdot (\delta - 2 \cdot 0{,}20\, \eta)^2\, \pi \quad . \quad . \quad (198)$$

$$t_{\varepsilon k}\, \delta^3 = 6 \cdot 0{,}215\, \vartheta_a\, \eta\, (\delta - 2 \cdot 0{,}20\, \eta)^2$$

$$t_{\varepsilon k} = \frac{1{,}29\, \vartheta_a \cdot \eta\, (\delta - 0{,}40\, \eta)^2}{\delta^3} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{(199)}$$

Die Tabelle 46 gibt in der Spalte 3 die Tiefe η, bis zu der nach Gleichung (194) die Wärme in $z_s = 0{,}1$—$1{,}2$ Sekunden in plattenförmige, auf einer Seite erwärmte Wassermassen gelangt, und in Spalte 4 die Wärmemenge in Kalorien, die in dieser Zeit bei $\vartheta_a = 1^0$ Temperatur-Differenz durch 1 qm Wasseroberfläche eingedrungen ist; die Spalten 6—12 geben an für Wasserflächen, Strahlen, Tropfen von $\delta = 1$—7 mm Dicke resp. Durchmesser die Durchschnittstemperatur-Erhöhungen dieser ganzen Körper in den beigesetzten Zeiten für je 1^0 Temperaturdifferenz.

Man ersieht aus dieser Tabelle 46 klar, daß in dem Moment der Berührung von Dampf und Wasser die größeste Wärmeübertragung stattfindet, und daß sie sich dann sehr verlangsamt, weil die Erschwerung des Eintritts der Wärme in das Wasser mit der Tiefe zunimmt.

Tabelle 46.

Erwärmung der Wasserflächen, Wasserstrahlen und -Tropfen durch unmittelbar berührenden Dampf.

1. Tiefe η bis zu der die Wärme in der Zeit z_s eindringt (Spalte 3).
2. Angaben desjenigen Teils der ursprünglichen Temperatur-Differenz, um welchen in den beigesetzten Zeiten von $z_s = 0{,}1—1{,}2$ Sek. die Wasserkörper sich erwärmt haben ($t_{m\varepsilon}\,\vartheta_a$ für $\vartheta_a = 1$).

Erwärmungszeit in Sekunden z_s	Fallhöhe in der Zeit z_s h mm	Die Wärme dringt in der Zeit z_s ein um mm η	Kal., die in z_s durch 1 qm bei 1° Temp.-Diff. gehen Kal.	Fläche Strahl Tropfen	Dicke oder Durchmesser δ in mm der Flächen, Strahlen, Tropfen: 1	2	3	4	5	6	7
					Durchschnitts-Temperatur-Erhöhung $t_{m\varepsilon}$ der Wasserkörper für $\vartheta_a = 1$						
0,1	49,05	0,38	0,085	Fl.	0,085	0,043	0,028	0,022	0,017	0,014	0,012
				St.	0,202	0,134	0,092	0,072	0,059	0,052	0,043
				Tr.	0,358	0,204	0,138	0,113	0,089	0,078	0,062
0,2	196,2	0,532	0,116	Fl.	0,115	0,058	0,038	0,029	0,023	0,019	0,017
				St.	—	0,185	0,135	0,100	0,083	0,073	0,064
				Tr.	—	0,270	0,204	0,151	0,121	0,106	0,092
0,285	400	0,640	0,138	Fl.	0,138	0,069	0,046	0,034	0,028	0,023	0,020
				St.	—	0,220	0,156	0,124	0,099	0,088	0,076
				Tr.	—	0,312	0,230	0,179	0,143	0,126	0,102
0,30	441	0,660	0,141	Fl.	0,141	0,070	0,047	0,035	0,028	0,024	0,020
				St	—	0,228	0,168	0,134	0,103	0,090	0,078
				Tr.	—	0,319	0,236	0,184	0,147	0,128	0,105
0,35	598	0,710	0,153	Fl.	0,153	0,077	0,051	0,039	0,031	0,026	0,022
				St.	—	0,244	0,184	0,135	0,109	0,100	0,083
				Tr.	—	0,334	0,251	0,196	0,157	0,139	0,113
0,40	785	0,756	0,164	Fl.	0,164	0,082	0,055	0,041	0,033	0,028	0,023
				St.	—	0,262	0,105	0,143	0,107	0,104	0,090
				Tr.	—	0,351	0,265	0,206	0,166	0,147	0,119
0,45	993	0,808	0,173	Fl.	0,173	0,087	0,058	0,044	0,035	0,029	0,025
				St.	—	0,230	0,200	0,154	0,125	0,111	0,095
				Tr.	—	0,360	0,276	0,217	0,176	0,156	0,125
0,50	1226	0,848	0,183	Fl.	0,183	0,092	0,061	0,046	0,037	0,031	0,026
				St.	—	0,392	0,212	0,160	0,130	0,117	0,101
				Tr.	—	0,375	0,288	0,227	0,184	0,163	0,130
0,60	1766	0,930	0,200	Fl.	0,200	0,100	0,067	0,050	0,040	0,034	0,029
				St.	—	0,325	0,250	0,182	0,150	0,125	0,108
				Tr.	—	0,396	0,308	0,244	0,200	0,176	0,143
0,70	2403	1,0	0,217	Fl.	0,217	0,109	0,073	0,055	0,044	0,037	0,031
				St.	—	0,344	0,258	0,190	0,158	0,134	0,116
				Tr.	—	0,412	0,314	0,259	0,212	0,188	0,152

Tabelle 46.

Erwärmungszeit in Sekunden z_s	Fallhöhe in der Zeit z_s h mm	Die Wärme dringt in der Zeit z_s ein um mm η	Kal., die in z_s durch 1 qm bei 1° Temp.-Diff. gehen Kal.	Fläche Strahl Tropfen	Dicke oder Durchmesser δ in mm der Flächen, Strahlen, Tropfen: 1	2	3	4	5	6	7
					Durchschnitts-Temperatur-Erhöhung $t_{m\varepsilon}$ der Wasserkörper für $\vartheta_a = 1$						
0,80	3139	1,070	0,231	Fl.	—	0,116	0,077	0,058	0,046	0,039	0,033
				St.	—	—	0,236	0,199	0,166	0,147	0,123
				Tr.	—	—	0,338	0,272	0,223	0,199	0,161
0,90	3971	1,14	0,245	Fl.	—	0,123	0,082	0,062	0,049	0,041	0,035
				St.	—	—	0,277	0,216	0,177	0,151	0,135
				Tr.	—	—	0,351	0,286	0,234	0,210	0,170
1,0	4905	1,20	0,259	Fl.	—	0,129	0,086	0,065	0,052	0,043	0,037
				St.	—	—	0,290	0,227	0,190	0,160	0,137
				Tr.	—	—	0,364	0,299	0,245	0,219	0,178
1,1	5935	1,26	0,271	Fl.	—	0,136	0,090	0,068	0,054	0,045	0,039
				St.	—	—	0,304	0,240	0,199	0,170	0,147
				Tr.	—	—	0,374	0,306	0,254	0,228	0,187
1,2	6953	1,315	0,283	Fl.	—	0,142	0,091	0,071	0,057	0,046	0,041
				St.	—	—	0,311	0,245	0,201	0,171	0,150
				Tr.	—	—	0,384	0,314	0,263	0,236	0,192

Wir behaupten nicht, daß diese Betrachtung und die aus ihr gezogenen Schlüsse zu untrüglichen, bei der Konstruktion unmittelbar zu verwertenden Zahlen führen. Sie scheinen der Wahrheit aber sehr nahe zu kommen und geben sehr wertvolle Anweisungen.

9. Volumen von 1 kg Luft bei verschiedenem Druck unterhalb 1 Atmosphäre und bei verschiedenen Temperaturen.

Für die Bestimmungen der Abmessungen von Kondensatoren und Luftpumpen bedarf man der Kenntnis des Volumens von 1 kg Luft bei vermindertem Druck und bei verschiedenen Temperaturen. Daher ist eine Tabelle 47 aufgestellt worden, welche diese Volumina für die zumeist vorkommenden Fälle angibt.

Die Berechnung der Tabelle 47 hat auf folgende Weise stattgefunden:

Es bezeichne:

γ_t = das Gewicht von 1 cbm Luft in kg,

α_t = das Volumen von 1 kg Luft in cbm,

t_t = die Temperatur der Luft in °C,

T = die absolute Temperatur,

$T = \frac{1}{\alpha} + t_t$, worin $\alpha = 0{,}003665$ den Ausdehnungs-Koeffizienten der Luft bedeutet,

$\frac{1}{\alpha}$ = ist nach Dronke für sehr verdünnte Luft = 274,6, also $T = 274{,}6 + t_t$

p = den mittleren Atmosphärendruck = 10336 kg pro qm bei 760 mm Quecksilbersäule,

R = eine Konstante, die für Luft = 29,27 ist.

Dann gilt das Gesetz:

$$\frac{a_t p}{T} = R \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (200)$$

Das Volumen von 1 kg Luft bei dem Druck p und der Temperatur t_t ist also:

$$a_t = \frac{1}{\gamma_t} = \frac{29{,}27\,(274{,}6 + t_t)}{p} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (201)$$

Bei dem Barometerstande, dem absolutem Druck b in mm Quecksilbersäule, ist der Druck auf 1 qm

$$p = \frac{10336 \,.\, b}{760} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (202)$$

und folglich das Volumen von 1 kg Luft

$$a_t = \frac{2{,}149\,(274{,}6 + t_t)}{b} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (203)$$

Durch Einsetzen der verschiedenen Werte für b und t_t ist die Tabelle 47 berechnet worden.

Tabelle 47.

Volumen a_t von 1 Kilo verdünnter Luft in Kubikmetern bei absoluten 757,39—550 mm und

Temperatur	Vakuum										
	757,39	755	753	750	748	745	743	740	735	730	725
	Absoluter Druck b										
	26,1	5	7	10	12	15	17	20	25	30	35
t_t	Volumen a_t von 1 kg verdünnter Luft in cbm										
5	170,35	120,06	85,53	60,08	50,07	40,06	35,34	30,05	24,02	20,02	17,16
10	174,46	122,31	87,37	61,16	50,97	40,79	35,97	30,58	24,46	20,39	17,47
15	178,58	124,45	88,90	62,23	51,86	41,51	36,60	31,11	24,88	20,47	17,77
20	182,69	126,60	90,44	63,31	52,76	42,25	37,24	31,66	25,31	21,10	18,09
25	186,81	128,74	91,97	64,38	53,65	42,97	37,87	32,20	25,73	21,45	18,39
30	190,93	130,91	93,51	65,45	54,55	43,70	35,50	32,73	26,16	21,81	18,70
35	195,04	133,06	95,04	66,52	55,44	44,42	39,14	33,27	26,58	22,16	19,00
40	199,16	135,21	96,58	67,60	56,34	45,14	39,77	33,80	27,02	22,53	19,31
45	203,27	137,36	98,11	68,67	57,24	45,87	40,40	34,34	27,44	22,88	19,61
50	207,39	139,51	99,65	69,75	58,13	46,60	41,03	34,88	27,87	23,25	19,93
55	211,51	141,67	101,67	70,81	59,02	47,32	41,67	35,42	28,29	23,60	20,23
60	215,63	143,8	102,72	71,90	60,12	48,05	42,30	35,92	28,75	23,96	20,54

Temperatur	Vakuum											
	665	660	655	650	645	640	635	630	625	620	615	610
	Absoluter Druck b											
	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150
t_t	Volumen a_t von 1 kg verdünnter Luft in cbm											
5	6,32	6,01	5,72	5,46	5,22	5,00	4,80	4.62	4,45	4.29	4,14	4,00
10	6,44	6,12	5,83	5,56	5,32	5,09	4,89	4,70	4,53	4,37	4,22	4,08
15	6,55	6,22	5,92	5,66	5,41	5,18	4,97	4,78	4,61	4,44	4,29	4,15
20	6,67	6,33	6,03	5,75	5,50	5,27	5,06	4,87	4,69	4,52	4,36	4,22
25	6,78	6,44	6,13	5,85	5,60	5,36	5,15	4,95	4,77	4,60	4,44	4,29
30	6,88	6,55	6,24	5,95	5,69	5,45	5,23	5,03	4,85	4,68	4,51	4,36
35	7,00	6,66	6,33	6,05	5,79	5,54	5,32	5,11	4,93	4,75	4,58	4,44
40	7,11	6,76	6,44	6,15	5,88	5,63	5,41	5,20	5,01	4,83	4,66	4,51
45	7,22	6,87	6,54	6,24	5,97	5,72	5,50	5,28	5,08	4,90	4,73	4,58
50	7,34	6,98	6,65	6,34	6,07	5,80	5,58	5,36	5,17	4,98	4,80	4,65
55	7,45	7,08	6,75	6,44	6,17	5,89	5,67	5,44	5,24	5,06	4,88	4,72
60	7,57	7,19	6,85	6,53	6,25	5,98	5,74	5,53	5,33	5,14	5,05	4,79

Tabelle 47.

Drucken von $b = 2{,}61$ bis 210 mm Quecksilber d. h. bei Vakuen von Temperaturen von 5° bis 60°

Vakuum											Temperatur
720	715	710	705	700	695	690	685	680	675	670	
Absoluter Druck b											
40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	
Volumen a_t von 1 kg verdünnter Luft in cbm											t_t
15,01	13,34	12,00	10,92	10,00	9,27	8,58	8,01	7,51	7,07	6,67	5
15,29	13,59	12,23	11,12	10,19	9,44	8,74	8,15	7,64	7,19	6,79	10
15,55	13,82	12,43	11,32	10,36	9,60	8,89	8,29	7,78	7,32	6,91	15
15,82	14,06	12,65	11,51	10,55	9,77	9,04	8,44	7,91	7,44	7,03	20
16,08	14,29	12,85	11,70	10,55	9,93	9,20	8,58	8,04	7,57	7,15	25
16,36	14,54	13,08	11,90	10,91	10,00	9,35	8,72	8,18	7,70	7,27	30
16,62	14,77	13,28	12,08	11,08	10,26	9,50	8,87	8,31	7,82	7,39	35
16,89	15,01	13,51	12,30	11,28	10,43	9,66	9,04	8,44	7,95	7,51	40
17,15	15,24	13,71	12,48	11,44	10,59	9,81	9,15	8,58	8,07	7,63	45
17,43	15,49	13,94	12,68	11,63	10,76	9,97	9,31	8,77	8,20	7,75	50
17,69	15,72	14,04	12,87	11,79	10,92	10,12	9,45	8,84	8,33	7,87	55
17,97	15,97	14,37	13,07	11,98	11,09	10,27	9,58	8,98	8,46	7,99	60

Vakuum											Temperatur
650	600	595	590	585	580	575	570	565	560	555	550	
Absoluter Druck b											
155	160	165	170	175	180	185	190	195	200	205	210	
Volumen a_t von 1 kg verdünnter Luft in cbm											t_t
3,87	3,75	3,64	3,53	3,43	3,33	3,24	3,16	3,08	3,00	2,93	2,86	5
3,94	3,82	3,70	3,60	3,49	3,39	3,30	3,22	3,14	3,06	2,98	2,91	10
4,01	3,89	3,77	3,66	3,56	3,45	3,36	3,27	3,18	3,10	3,03	2,97	15
4,08	3,95	3,83	3,72	3,62	3,52	3,42	3,33	3,24	3,17	3,08	3,01	20
4,15	4,02	3,90	3,79	3,68	3,57	3,48	3,39	3,30	3,22	3,14	3,06	25
4,22	4,09	3,97	3,85	3,74	3,63	3,53	3,44	3,35	3,27	3,19	3,12	30
4,29	4,15	4,03	3,91	3,80	3,69	3,59	3,49	3,40	3,32	3,24	3,17	35
4,36	4,22	4,09	3,97	3,86	3,75	3,65	3,55	3,46	3,37	3,29	3,22	40
4,43	4,29	4,16	4,04	3,92	3,81	3,70	3,61	3,52	3,43	3,34	3,27	45
4,50	4,36	4,23	4,10	3,98	3,87	3,77	3,67	3,58	3,49	3,40	3,32	50
4,57	4,42	4,29	4,16	4,05	3,93	3,82	3,73	3,63	3,54	3,45	3,37	55
4,64	4,49	4,35	4,23	4,11	3,99	3,88	3,78	3,68	3,60	3,50	3,42	60

Tabelle 48.

Fallhöhen in mm, die bei freiem Fall in 0,05—1,7 Sekunden durchfallen werden.

Zeit in Sekunden z_s	Fallhöhe in mm	Zeit in Sekunden z_s	Fallhöhe in mm	Zeit in Sekunden z_s	Fallhöhe in mm	Zeit in Sekunden z_s	Fallhöhe in mm
0,05	12,5	0,30	441,45	0,775	2943	1,25	7663
0,06	17,62	0,325	517,4	0,80	3139	1,275	7947
0,07	23,8	0,35	597,9	0,825	3335	1,30	8289
0,08	31,36	0,375	699	0,85	3541	1,325	8604
0,09	39,69	0,40	784,8	0,875	3751	1,35	8936
0,10	49,05	0,425	884,9	0,90	3971	1,375	9260
0,11	59,35	0,45	993,2	0,925	4193	1,40	9613
0,12	70,6	0,475	1105,4	0,95	4414	1,425	9947
0,13	82,8	0,50	1226,3	0,975	4658	1,45	10000
0,14	96,1	0,525	1350,4	1,00	4905	1,475	10657
0,15	110,4	0,55	1483,7	1,025	5169	1,50	10996
0,16	125,5	0,575	1629,9	1,05	5507	1,525	11417
0,17	141,7	0.60	1765,8	1,075	5659	1,55	11823
0,18	158,9	0,625	1926	1,10	5935	1,575	12132
0,19	177,1	0,65	2069	1,125	6188	1,60	12544
0,20	196,2	0,675	2232	1,15	6483	1,625	12936
0,225	247,9	0,70	2403	1,175	6771	1,650	13343
0,25	306,5	0,725	2575	1,20	6953	1,675	13750
0,275	370,4	0,75	2756	1,225	7350	1,70	14161

10. Die Fallzeit des Einspritzwassers[1]).

In der Tabelle 48 sind die von Wassertropfen in 0,05—1,7 Sekunden durchfallenen Höhen angegeben, wenn nur die Attraktion, aber keine Dampf- oder Gasströme auf sie wirken. Man erkennt aus ihr, daß das Wasser, wenn es frei fallen kann, selbst 4 m hohe Kondensatoren in 0,9 Sekunden durchmißt, in niedrigeren aber noch kürzere Zeit verweilt.

---

[1]) Nach Lenard (Meteorol. Zeitschr. 1904) sollen Regentropfen von verschiedenem Drm. verschiedene Endgeschwindigkeit haben

Drm.: 0,01 — 0,02 — 0,03 — 0,05 — 0,1 — 0,2 — 0,3 — 0,4 — 0,5 — 1 — 1,5 — 2 — 3 — 4 — 4,5 — 5 — 5,5 mm

v = 0,0039 — 0,013 — 0,029 — 0,08 — 0,32 — 1,3 — 2,7 — 3,2 — 3,5 — 4,4 — 5,7 — 5,9 — 6,9 — 7,7 — 8 — 8,5 — 8,8 m

Prom. 1906, S. 863. Regentropfen unter 0,5 mm sollen selten sein — Nebeltropfen haben gewöhnlich 0,02 m Drm.

Ist die Luft durchsichtig auf 50 — 20 — 18 — 1,5 m

so rechnet man ihren Wassergehalt p. 1 cbm = 1 — 3,8 — 5 — 22 Gramm.

Geht der Dampfstrom in gleicher Richtung mit dem Wasser nach unten (nasse Kondensation), so wird die Fallzeit noch etwas vermindert, geht er gegen das herabkommende Wasser, nach oben (trockene Gegenstrom-Kondensation), so wird sie etwas verlängert, immer aber können größere Wassertropfen in dieser kurzen Zeit nur eine mäßige und ungenügende Erwärmung erfahren, wie es auch die Tabelle 46 zeigt. Da die in den ersten Zeitteilen durchfallenen Höhen viel geringer sind, als die in den folgenden durcheilten, so werden in geringer Entfernung voneinander angeordnete Stufen oder Absätze, welche die fallenden Wässer nach kurzer Zeit immer wieder zur Ruhe bringen, sehr zur Verlängerung der Fallzeit beitragen.

Mit Hilfe der vorangegangenen Einzelbetrachtungen über die Erfordernisse der Einspritz-Kondensatoren, können nun ihre Hauptabmessungen für die meisten vorkommenden Fälle festgestellt werden, und dies ist in den Tabellen 49 und 51 geschehen. Wir wollen kurz die bei deren Aufstellung leitenden Grundsätze anführen.

11. Die Abmessungen der nassen Einspritz- (Gleichstrom-) Kondensatoren.

Die nasse Kondensation wird mit großem Vorteil bei Verdampfapparaten kleinerer und mittlerer Leistung angewendet, etwa von 100—3000 kg Verdampfung pro Stunde, und hierfür ist auch die Tabelle 49 ausgerechnet (Figur 16, Seite 226).

Der nasse Gleichstrom-Kondensator ist ein geschlossenes Gefäß, in das oben der zu kondensierende Dampf und das kalte Kühlwasser treten und aus welchem unten der verflüssigte Dampf, das erwärmte Kühlwasser und die unkondensierbaren Gase zusammen von einer sogenannten nassen Luftpumpe abgesaugt werden. Läßt man den Dampf unten eintreten und saugt die Luft oben ab, so erhält man im Kondensator Gegenstrom; dabei ist die abgesaugte Luft etwas kälter, sie erwärmt sich aber sofort bei Berührung mit dem warmen Wasser. Es sind dafür Durchmesser und Höhen des Kondensators und die Durchmesser der Stutzen für Dampfeintritt, Wassereintritt und Wasseraustritt zu bestimmen.

Man nennt diese Art von Kondensatoren darum „nasse", weil sie allemal mit einer nassen Luftpumpe in Verbindung stehen, d. h. mit einer solchen Luftpumpe, die neben der Luft auch das Wasser aufnimmt.

Die trockenen Kondensatoren nennt man deshalb so, weil sie allemal mit einer trockenen Luftpumpe in Verbindung stehen, d. h. mit einer solchen, die nur Luft und kein Wasser aufnimmt. Das Abfallwasser der trockenen Kondensatoren wird meistens durch eine Barometersäule selbsttätig abgeführt. (Fig. 17, siehe Anm. Seite 222.)

Man darf einen nassen Kondensator nie mit einer trockenen Luftpumpe verbinden, weil diese das Abflußwasser nicht aufnehmen kann.

Die Weite des Dampfeintrittstutzens in den Kondensator kann mit Hilfe der Tabelle 32 gefunden werden. In dieser ist das Dampfgewicht angegeben, das in einer Stunde durch Rohrlängen von 20 m bei einem Druckverlust von 0,5 % oder 1/3 % fließt. Bei der Festsetzung der Maße in Tabelle 49 haben wir aber angenommen, daß der Widerstand in der Rohrleitung zwischen Verdampfapparat und Kondensator 2 % oder 1,33 % des absoluten Druckes betragen dürfe. In diesem Fall strömt durch das gleiche Rohr die doppelte Dampfmenge und die Rohre werden für die geforderten Leistungen enger, also billiger. Man darf die angegebenen Maße wählen, weil in Wirklichkeit die bei der Berechnung angenommene hohe Luftleere (705 mm) nicht immer herrschen wird, und weil, um Betriebsschwankungen zu begegnen, die Kondensatoren gewöhnlich für die geforderte Leistung reichlich groß gewählt werden. Man findet oft sehr viel kleinere Durchmesser der Dampfrohre ausgeführt.

Die Temperaturdifferenz zwischen Dampf und Kühlwasser beim Eintritt (oben) schwankt etwa zwischen 55° bis 30°.

Die Temperaturdifferenz am Ende (unten) ist, da das Kondensat nie sehr warm werden darf, 35° bis 20°. Die untere Temperaturdifferenz verhält sich demnach zur oberen wie $\frac{35}{55}$ oder wie $\frac{20}{30}$, d. h. sie ist im Durchschnitt etwa 0,66 der oberen. Das Kühlwasser wird daher im Durchschnitt nur um 1/3 der ursprünglichen Temperaturdifferenz zwischen Dampf und Kühlwasser erwärmt, $t_\varepsilon = 0{,}33 \,.\, \vartheta_a$ und dazu genügen nach Tabelle 46 bei Tropfen von

$\delta = 1 \quad 2 \quad 3 \quad 4$ mm Drm.

$z_s = 0{,}1 \quad 0{,}3 \quad 0{,}6 \quad 1{,}1$ Sekunden.

Um den Tropfen diese Aufenthaltszeit im Kondensator zu gewähren, sind beim freien Fall Fallhöhen von

$h = 49 \quad 441 \quad 1765 \quad 5935$ mm erforderlich.

Man erkennt, daß wenn das Wasser fein verteilt wird, sehr kurze Zeit für seine Erwärmung genügt, und daß für Tropfen von 1—2 1/2 mm Durchmesser stufenlose Kondensatoren von 1000 mm Höhe etwa ausreichen. Viel größere Tropfen kann man auch durch solche sehr hohe Kondensatoren nicht genügend erwärmen. Die Erfahrung lehrt, daß in der Tat bei guter Wasserverteilung mit diesen Abmessungen gute Wirkungen erzielt werden. Rechnet man auf dickere Wassermassen, so wird im allgemeinen eine Stufe genügen.

Der freie Querschnitt des nassen Kondensators braucht nicht viel größer zu sein als der des Dampfzuführungsrohres, wenn dieses richtig bemessen ist; allerdings schadet es nichts, wenn er größer ist, denn die Geschwindigkeit des Dampfes nimmt im Kondensator von seiner Eintrittsstelle an nach unten bis auf 0 ab, und ist im Durchschnitt etwa halb so groß, wie beim Eintritt.

Im Kondensator befindet sich meistens das Wasserverteilungsrohr (Einspritzrohr) und außerdem verengen die Wasserstrahlen und Tropfen den Querschnitt. Da durch die große Menge der Wasserkörper dem strömenden Dampf eine nicht unerhebliche Reibung entgegengesetzt wird, so ist es vorteilhaft, um Druckverluste zu vermeiden, den Querschnitt des Kondensators entsprechend zu vergrößern. Wir wählen ihn für stufenlose Kondensatoren etwa 20 % größer als den des reichlich bemessenen Dampfzuführungsrohres. Werden ein oder zwei Stufen im Kondensator angeordnet, so muß der Querschnitt wenigstens doppelt so groß wie das Dampfeintrittsrohr sein.

Der mittlere Druck, den der Dampfstrom auf den fallenden Tropfen in seiner Fallrichtung ausübt, seine Beschleunigung vergrößernd, und damit seine Fallzeit im Kondensator verringernd, ist unter Berücksichtigung dessen, daß der Tropfen durch seine Fallgeschwindigkeit selbst den Einfluß dieses Druckes vermindert, nur mit etwa 0,25 von dem in Rechnung zu stellen, den die Eintrittsgeschwindigkeit erzeugen würde. Selbst wenn diese oben im Kondensator 30 m in einer Sekunde betrüge, so würde sie doch die Fallzeit selbst kleiner Tropfen von 2 mm nur wenig abkürzen, und dies um so weniger, als die Tropfen, heftig hin- und hergeschleudert, die Wände berühren und aufgehalten werden.

Die lichte Höhe des stufenlosen Kondensators von dem Dampfeintritt bis Wasseraustritt wählen wir daher bei kleinen

Tabelle 49.

Abmessungen der stufenlosen nassen (Gleichstrom-) Einspritz-Kondensatoren für 100–3000 kg Dampfverdichtung in 1 Stunde bei einem Vakuum von 705 mm.

	Dampf zu kondensieren in 1 Stunde kg	100	200	300	500	1000	1500	2000	3000
	Dazu erforderliche Kühlwassermenge in Liter { 15 × Dampfgewicht:	1500	3000	4500	7500	15000	22500	30000	45000
	{ 45 × „	4500	9000	13500	22500	45000	67500	90000	135000
	Durchmesser des stufenlosen Kondensators:	160	185	215	280	400	440	500	555
	Höhe „ „ „	1000	1000	1200	1300	1400	1500	1600	1800
Durchmesser	des Dampfeingangs bei 705 mm Vakuum und 2% Druckverlust:	150	175	200	250	350	400	450	500
Durchmesser	des Wassereingangs bei 1 m Überdruck:	40	55	60	75	100	125	140	165
Durchmesser	„ „ „ 3 „ „ :	35	45	55	60	80	95	115	125
Durchmesser	„ „ „ 6 „ „ :	30	40	45	55	70	80	95	115
Durchmesser	„ „ „ 9 „ „ :	25	30	40	50	65	75	85	100
Durchmesser	des Stutzens nach der Luftpumpe:	75	90	110	150	190	235	270	325
Durchmesser	des besonderen Luftrohrs zur Luftpumpe, wenn ein solches vorhanden:	40	45	50	60	75	80	90	100
Durchmesser	des inneren Wassereinspritzrohrs	50	60	80	90	100	125	160	200
	Anzahl der Löcher im Einspritzrohr + 20% Zuschlag								
	Löcher: 2 mm Drm., 0,5 m Druck: (pro Loch 30 Liter in 1 Stunde)	180	360	580	900	1800	2700	3600	5400
	Löcher: 3 mm Drm., 0,5 m Druck: (pro Loch 68 Liter in 1 Stunde)	80	160	250	400	780	1200	1600	2400

Apparaten nicht unter 1000 mm, bei größeren etwas reichlicher, weil bei diesen die Wasserverteilung vielleicht nicht so gut gelingt. Auch wenn eine Stufe angebracht wird, genügt diese Höhe. Für zwei Stufen mag die Gesamthöhe 1,25 mal so groß sein.

Der Durchmesser des Wassereintrittsrohres.

Die Grenzen der Temperatur des zu kondensierenden Dampfes sind etwa 40° und 45°, die Grenzen der Anfangstemperaturen des Einspritzwassers sind etwa 8°—25° und so ergibt sich aus der Tabelle 41, daß zur Kondensation des Dampfes selten mehr, meistens viel weniger als das 45 fache des Dampfgewichtes an Kühlwasser gebraucht wird.

Nun kann das Wasser in den Kondensator aus einem mehr oder weniger hoch aufgestellten Wasserbehälter derart geführt werden, daß sowohl die natürliche Saugwirkung der Luftleere im Kondensator, als auch der hydrostatische Druck vom Kondensator bis zum Behälter die Geschwindigkeit des Wassers in der Zuführungsleitung bedingen, oder aber der Kondensator soll das nötige Kühlwasser nur durch seine Saugwirkung direkt aus einem tiefer gelegenen Gefäß, Brunnen, Teich, Bach einsaugen (Abschnitt XVIII).

Im ersten Fall ist die Druckhöhe für die Wasserbewegung sehr groß, nämlich gleich Vakuum (gemessen in Metern Wassersäule) plus hydrostatischem Druck; im zweiten Fall ist sie sehr klein, nämlich nur gleich dem Vakuum abzüglich der Entfernung des Wasserspiegels vom Wassereintrittsrohr in den Kondensator. Es ist nicht vorteilhaft, eine geringere Druckhöhe als 3 m zuzulassen, weil stets vorkommende Schwankungen des Wasserstandes und der Luftleere sonst gefährlich werden können, obgleich es ja allerdings möglich ist, noch mit sehr kleinem Überdruck, nämlich noch mit 200—300 mm auszukommen. Man muß dann aber schon recht weite Zuführungsrohre anordnen und bleibt doch der Gefahr ausgesetzt, daß durch irgend welche Zufälligkeiten der Wasserzufluß in den Kondensator aufhört. Bei einer Luftleere von 680 mm Quecksilber (9,248 m Wassersäule) wäre die normale zulässige tiefste Lage des Wasserspiegels unter dem Wassereintritt in den Kondensator gleich 9,248 — 3,0 = 6,248 m.

In der Tabelle 49 sind mit Hilfe der Tabelle 36 die Durchmesser der Wasserzuflußrohre für vier Fälle angegeben, nämlich für den Überdruck von 1, 3, 6, 9 m und unter der Annahme,

daß die größeste der angegebenen Wassermengen (45 faches Dampfgewicht) in den Kondensator geführt werden soll.

Die Verteilung des Wassers im Kondensator geschieht wohl meistens durch Siebrohre oder Siebplatten. Die Löcher dieser Rohre oder Platten dürfen klein sein, weil das Wasser immer mit ziemlicher Geschwindigkeit — weil mit ziemlich großem Überdruck — durch diese strömt. Die Anzahl der Löcher ist für 2 mm und 3 mm Durchmesser angegeben.

Sind die Einspritzrohre vertikal, mit Eintritt von unten angeordnet, so schaden zu viele Löcher wohl nicht, weil dabei, wenn auch eine Anzahl von ihnen unbenutzt bleibt, die Verteilung des Wassers dennoch gut geschieht.

Das Einspritzrohr muß im Kondensator am Ende geschlossen sein, damit das Wasser darin wirklich wenigstens unter einem Teil des Überdruckes bleiben kann. Es wird dann aus den kleinen Löchern mit einer gewissen Geschwindigkeit an die Kondensatorwand geschleudert, wodurch es zerstäubt und fein verteilt wird.

Ein Teil des Wassers wird zweifellos an der Wand des Kondensators herabfließen, wodurch sich seine Oberfläche verkleinert, aber da das Wasser an der Wand viel langsamer als beim freien Fall herabkommt, so wird der Schaden der geringeren Oberfläche durch die längere Berührungszeit mit dem Dampf zum größten Teil wieder ausgeglichen.

Das Ausflussrohr des Kondensators mündet direkt in die Luftpumpe; es muß weit genug sein, um Luft und Wasser zugleich bequem abzuführen. Der untere Teil des Querschnitts dieses Stutzens, der für das Wasser notwendig ist, bestimmt sich durch die zulässige Annahme, daß dieses darin eine Geschwindigkeit von 0,5 m pro Sekunde habe, was einer Druckhöhe von etwa 25 mm entspricht. Der obere Teil des Querschnitts ist für die Luft bestimmt und ergibt sich aus der Tabelle 55, indem man den Querschnitt des dort für die Luftmenge angegebenen Rohrdurchmessers zu dem für das Wasser notwendigen addiert. Angenommen ist, dass 1000 Liter Kühlwasser 0,25 kg Luft enthalten.

Beispiel. Für 1000 kg Dampf-Kondensation in einer Stunde ist die Weite des Zuflußrohrs bei einer Luftleere von 705 mm nach Tabelle 32 gleich 350 mm, wenn ein Druckverlust von 2% zugelassen wird; der Querschnitt des stufenlosen Kondensators sei 20% größer, daher sein Durchmesser = 400 mm.

Die Höhe des Kondensators nehmen wir = 1400 mm an.

Die maximale Wassermenge ist nach unserer Annahme pro 1 Stunde $45 \cdot 1000 = 45000$ kg. Das Zuflußrohr muß daher bei 3 m Überdruck und 20 m Länge nach Tabelle 36 80 mm Durchmesser haben.

Durch ein Loch von 2 mm Durchmesser fließen in einer Stunde nach Tabelle 44 bei 0,5 m Überdruck 25 Liter ab. Das Einspritzrohr muß also im vorliegenden Fall $\frac{45000}{25} = 1800$ Löcher haben. Der möglichen Verstopfung wegen nehmen wir 2000 Löcher.

Das Einspritzrohr wählen wir gleich 100 mm.

Das in 1 Stunde fortzuschaffende Luftgewicht ist gleich $\frac{45000 \cdot 0{,}25}{1000}$ $= 11{,}25$ kg, und bei einer Luftleere von 705 mm muß nach Tabelle 35 hierfür das Luftsaugrohr (wenn ein solches vorhanden) 65 mm Durchmesser $= 0{,}33$ qdm haben.

Das Verbindungsrohr vom Kondensator nach der Luftpumpe muß für die Luft den gleichen Querschnitt bekommen, d. h. 0,33 qdm und ferner den für das Wasser erforderlichen, der bei einer Geschwindigkeit von 0,5 m pro Sekunde $\frac{45000}{3600 \cdot 5} = 2{,}5$ qdm beträgt. Das Verbindungsrohr mit der Luftpumpe hat daher $0{,}33 + 2{,}5 = 2{,}83$ qdm Querschnitt, gleich 190 mm Durchmesser.

12. Die Abmessungen der (trockenen Gegenstrom-) Einspritz-Fallrohr-Kondensatoren.

Die sogenannten trockenen Einspritz-Kondensatoren, die fast immer als Gegenstromapparate konstruiert werden, sind geschlossene Gefäße, in die unten der zu kondensierende Dampf und oben das gut verteilte Kühlwasser eingeführt wird. Das erwärmte Wasser mit dem kondensierten Dampf fließt unten selbsttätig durch ein Fall- oder Barometerrohr ab, die Luft und die Gase werden oben kalt abgesaugt. Die trockenen Kondensatoren werden für kleine und mittlere oft, für große Leistungen fast immer angewendet. In der Tabelle 51 sind ihre Hauptabmessungen für stündliche Dampfkondensation von 300 bis 12000 kg angegeben (Figur 17).

Hat das Kühlwasser im Kondensator eine freie Fallhöhe von

$h =$	1	2	3	4	5 m

so ist seine theoretische Fallzeit $z_s =$ 0,46 0,64 0,79 0,91 1,015 Sek.

In dieser Zeit nimmt ein Wasserstrahl von der Dicke δ in mm nach Tabelle 46 aus dem umgebenden Dampf soviel Wärme auf, daß er sich um folgende Teile der ursprünglichen Temperatur-Differenz ϑ_a erwärmt:

ist $\delta = 1$, so ist die

Erwärmung:	0,460 ϑ_α	—	ϑ_α	—	ϑ_α	—	ϑ_α	—	ϑ_α
$\delta = 2$ „	0,285 „	0,330 „	—	„	—	„	—	„	
$\delta = 3$ „	0,205 „	0,255 „	0,260 „	0,278 „	0,290 „				
$\delta = 4$ „	0,156 „	0,188 „	0,198 „	0,217 „	0,227 „				

Beispiel. Fällt ein Wasserstrahl von $\delta = 3$ mm Dicke und 10° in einem Dampf von 55° um 4 m hinab, so erwärmt er sich hierdurch um (55—10) 0,278 = 12,5°, hat also schließlich eine Temperatur von 10 + 12,5 = 22,5°.

Aus dieser kleinen Aufstellung erkennt man, daß, wenn die Erwärmungszahlen auch nicht exakt sein mögen, ein Kondensator, in dem das Wasser ohne Absätze schlank herunterfällt, sehr hoch und die Wasserverteilung ungemein fein sein muß, wenn es bis nahe an die Dampftemperatur erwärmt werden soll. Die sehr feine Wasserverteilung ist nicht leicht zu bewirken und bedingt auch einen langsam aufsteigenden Dampfstrom. Daher erfordern trockene Kondensatoren ohne Stufen große Höhe und große Durchmesser.

Man kann das Wasser sehr viel mehr erwärmen, wenn man es die nämliche gegebene Gesamthöhe in mehreren kürzeren Stufen herabfallen läßt und ihm dabei jedesmal eine andere Oberfläche gibt, wie nachfolgendes Beispiel verdeutlicht. Denn da die Fallgeschwindigkeit am Anfang am kleinsten ist, so wächst mit der Zahl der Stufen die Aufenthaltszeit des Wassers im Kondensator und der Wechsel seiner Oberfläche.

Beispiel. Fällt ein Wasserstrahl von $\delta = 3$ mm Drm. und 10° Temp. in 5 Stufen von je 800 mm herab, so ist die Erwärmung am Ende der ersten Fallzeit (Tabelle 46): (55—10) . 0,200 = 9,0°.

die Strahl-Temperatur ist: 10 + 9,0 = 19,0°

nach der zweiten Fallzeit: (55—19,0) . 0,200 = 7,2°

die Strahl-Temperatur ist: 19,0 + 7,2 = 26,2°

nach der dritten Fallzeit: (55—26,2) . 0,200 = 5,76°

die Strahl-Temperatur ist: 26,2 + 5,76 = 31,96°

nach der vierten Fallzeit: (55—31,96) . 0,200 = 4,61°

die Strahl-Temperatur ist: 31,96 + 4,61 = 36,57°

nach der fünften Fallzeit: (55—36,57) . 0,200 = 3,69°

die Strahl-Temperatur ist: 36,57 + 3,69 = 40,26°.

Bei glattem Fall ohne Stufen betrug die Erwärmung nur 22,51°.

Zur Bestimmung der Anzahl und der Höhe der Stufen führt die folgende Betrachtung, bei der wir annehmen, daß die Temperatur des zu kondensierenden Dampfes im Kondensator von unten bis oben die gleiche bleibt, obgleich dies nicht ganz den Tatsachen entspricht. Denn die Spannung im Gegenstrom-Kondensator muß oben etwas

geringer als unten sein, da hierdurch allein ein Strömen des Dampfes nach oben bewirkt werden kann. Unten wird die Spannung fast nur durch den Dampf bewirkt, oben fast nur durch Luft und inzwischen nimmt die Spannung der Luft nach oben hin zu, die des Dampfes nach oben hin ab; folglich muß auch die Dampf-Temperatur nach oben hin abnehmen. Aber diese Differenzen sind da, wo wirklich noch Kondensation stattfindet (und diesen Zustand betrachten wir hier), nicht sehr erheblich, daher wir sie der einfacheren Behandlung zuliebe vernachlässigen. Wir nehmen im folgenden an, daß alle Stufen gleich hoch seien.

Ist diese ganze Temperatur-Differenz zwischen Dampf und Kühlwasser ϑ_α und wird sie unter der obersten Stufe um den Teil $\alpha\,\vartheta_\alpha$ durch Wärmeaustausch zwischen Dampf und Wasser verringert, so wird von dem Rest $\vartheta_\alpha - \alpha\,\vartheta_\alpha$ auf der folgenden zweiten Stufe wieder ein Teil $\alpha\,(\vartheta_\alpha - \alpha\,\vartheta_\alpha) = \alpha\,\vartheta_\alpha\,(1-\alpha)$ ausgeglichen. Unter der dritten Stufe vermindert sich die noch bleibende Temperatur-Differenz $\vartheta_\alpha - \alpha\,\vartheta_\alpha - \alpha\,\vartheta_\alpha\,(1-\alpha) = \vartheta_\alpha\,(1-\alpha) - \alpha\,\vartheta_\alpha\,(1-\alpha) = \vartheta_\alpha\,(1-\alpha)\,(1-\alpha) = \vartheta_\alpha\,(1-\alpha)^2$ um den Teil $\alpha\,\vartheta_\alpha\,(1-\alpha)^2$ und auf der letzten, untersten n-ten Stufe um den Teil $\alpha\,\vartheta_\alpha\,(1-\alpha)^{n-1}$.

Die Summe aller dieser Temperatur-Ausgleiche kann im höchsten Falle gleich der ganzen Temperatur-Differenz ϑ_α sein, ist in Wirklichkeit aber immer nur ein mehr oder weniger großer Teil davon. Man wünscht natürlich immer, die Temperatur des Ablaufwassers soviel als möglich der des Dampfes zu nähern.

Es sei p eine Prozentzahl und $\frac{p\,\vartheta_\alpha}{100}$ der ausgeglichene Teil der Temperatur-Differenz, also die Summe der einzelnen Ausgleiche auf allen Stufen zusammen, so folgt:

$$\frac{p}{100}\,\vartheta_\alpha = \alpha\,\vartheta_\alpha\,(1 + (1-\alpha) + (1-\alpha)^2 + (1+\alpha)^3 + \ldots (1-\alpha)^{n-1})$$

und hieraus nach der geometrischen Progression:

$$\frac{p}{100}\,\vartheta_\alpha = \frac{\alpha\,\vartheta_\alpha\,((1-\alpha)^n - 1)}{(1-\alpha) - 1}$$

oder nach geschehener Entwickelung:

$$\frac{p}{100} = 1 - (1-\alpha)^n \quad \ldots \quad (204)$$

Ist die Temperaturzunahme α des Wassers auf der obersten Stufe bekannt und ebenso die Anzahl n der Stufen, so findet man

aus dieser Gleichung den Teil, um den die ganze Temperaturdifferenz auf allen Stufen zusammen ausgeglichen wird, d. h. wie weit sich die Temperatur des Wassers der des Dampfes genähert hat.

Der Wert α hängt von der Zeit ab, während welcher die Wassertropfen dem Dampf ausgesetzt sind, und diese Zeit ergibt sich direkt aus der Fallhöhe der Tropfen.

In der Tabelle 50 ist mit Hilfe der Formeln (110) und (197) und der Tabellen 46 und 48 eine Zusammenstellung gegeben, aus der zu ersehen ist, welcher Teil der ursprünglichen Temperaturdifferenz ϑ_α in Kondensatoren mit 1—8 gleichhohen Stufen von 200 bis 1000 mm Höhe ausgeglichen wird, wenn das Wasser in Strahlen von 2—7 mm Dicke herabfällt. Man erkennt aus ihr, in welchem Maße die Temperatur des Ablaufwassers mit der Kleinheit der Tropfen und der Zahl und der Höhe der Stufen zunimmt.

In Wirklichkeit gibt es in dem Kondensator nicht nur Wasserstrahlen jeder Größe, sondern auch Tropfen und Schleier. Es bildet sich ganz feiner Staub von Wasser, der erwärmt und dann durch Dampfströmung und eigenes Sinken mit dem anderen Wasser wieder vereinigt oder an die Wände geführt wird. Ferner nehmen die in den Kondensatoren vorhandenen bewegten Wasserflächen sowie die aus ihnen springenden Tropfen, Wärme auf und endlich erhöht auch das aus dem Dampf gebildete Kondensat die Ablaufwassertemperatur. Diese Ursachen und die Ungenauigkeit der mitgeteilten Erwärmungsformeln bewirken, daß in Wirklichkeit die erreichte Wassererwärmung oft eine günstigere ist, als es die Tabelle 50 erwarten läßt. Diese Tabelle 50 soll aber auch nur ein allgemeines Bild der Vorgänge geben und nicht als ganz exakte Darstellung der Tatsachen betrachtet werden.

Die Erfahrung lehrt, daß mit 5—6 Stufen und einer Gesamthöhe von 2500—3000 mm recht warmes Ablaufwasser erzielt werden kann, selbst wenn dieses in Strahlen von 5—6, ja 8 mm Drm. eingeführt wird, denn diese Strahlen zerteilen sich bald. Feinere Wasserverteilung und viele Stufen verbessern die Wirkung.

Die größeste Geschwindigkeit des Dampfes unten in einem Kondensator ohne Stufen darf, wie wir im Abschnitt XV gesehen haben, im Maximum so groß sein, daß er einen Druck gleich dem doppelten Gewicht des fallenden Tropfens auf diesen ausübt. Gibt es Stufen im Kondensator, so darf die größeste Geschwindigkeit nur etwas größer als diejenige sein, welche einen Druck gleich dem einfachen Tropfengewicht erzeugen würde.

Tabelle 50.

Angabe um den wievielten Teil die ursprüngliche Temperatur-Differenz ϑ_a zwischen Dampf- und Wasserstrahlen in trockenen Gegenstrom-Kondensatoren mit 1—8 Stufen von je 200—1000 mm Höhe bei Wasserstrahlen von $\delta = 2$—7 mm Drm. ausgeglichen wird.

($t_c \cdot \vartheta_a$ bei $\vartheta_a = 1$).

Anzahl der Stufen n	Höhe einer (gleichen) Stufe	Fallzeit für 1 Stufe z_s	Höhe des Kondensators h	Durchmesser der Wasserstrahlen δ					
				2	3	4	5	6	7
1	200	0,20	200	0,205	0,142	0,109	0,088	0,074	0,064
2	"	"	400	0,368	0,264	0,199	0,158	0,143	0,124
3	"	"	600	0,498	0,368	0,293	0,229	0,220	0,178
4	"	"	800	0,600	0,459	0,359	0,293	0,266	0,233
6	"	"	1200	0,748	0,600	0,500	0,408	0,378	0,324
8	"	"	1600	0,841	0,706	0,580	0,500	0,462	0,418
1	300	0,25	300	0,225	0,150	0,120	0,097	0,082	0,071
2	"	"	600	0,400	0,298	0,242	0,185	0,157	0,137
3	"	"	900	0,535	0,386	0,340	0,264	0,227	0,198
4	"	"	1200	0,630	0,479	0,427	0,336	0,290	0,245
6	"	"	1800	0,784	0,623	0,564	0,460	0,403	0,357
8	"	"	2400	0,871	0,730	0,672	0,559	0,496	0,445
1	400	0,285	400	0,240	0,156	0,129	0,104	0,088	0,076
2	"	"	800	0,423	0,288	0,242	0,198	0,168	0,146
3	"	"	1200	0,562	0,388	0,340	0,281	0,242	0,211
4	"	"	1600	0,668	0,493	0,426	0,357	0,308	0,271
6	"	"	2400	0,808	0,695	0,565	0,483	0,426	0,378
8	"	"	3200	0,890	0,743	0,671	0,587	0,521	0,469
1	600	0,35	600	0,261	0,184	0,142	0,115	0,091	0,083
2	"	"	1200	0,436	0,335	0,264	0,237	0,174	0,159
3	"	"	1800	0,596	0,457	0,369	0,307	0,249	0,229
4	"	"	2400	0,682	0,558	0,458	0,387	0,318	0,293
6	"	"	3600	0,837	0,705	0,602	0,590	0,436	0,406
8	"	"	4800	0,899	0,805	0,706	0,624	0,535	0,500
1	800	0,41	800	0,277	0,196	0,151	0,121	0,105	0,091
2	"	"	1600	0,476	0,352	0,279	0,229	0,199	0,174
3	"	"	2400	0,622	0,481	0,388	0,321	0,283	0,249
4	"	"	3200	0,727	0,580	0,480	0,404	0,358	0,318
6	"	"	4800	0,857	0,731	0,625	0,531	0,456	0,425
8	"	"	6400	0,927	0,824	0,730	0,645	0,588	0,534
1	1000	0,46	1000	0,294	0,221	0,161	0,136	0,116	0,096
2	"	"	2000	0,502	0,393	0,297	0,254	0,200	0,183
3	"	"	3000	0,651	0,527	0,410	0,355	0,297	0,262
4	"	"	4000	0,752	0,632	0,505	0,443	0,376	0,333
6	"	"	6000	0,878	0,776	0,652	0,584	0,505	0,455
8	"	"	8000	0,939	0,865	0,756	0,691	0,611	0,555

Nach der Tabelle 23 wäre daher die größeste Geschwindigkeit für Dampf von 40° (705 mm Vakuum):

bei Tropfen von . .	0,1	0,25	0,5	1	2	3	4	5	mm
In Kondensatoren ohne Stufen	9,2	14,6	20,6	29,2	42	50,5	58,5	65,3	m
In Kondensatoren mit Stufen	6,5	10,3	14,59	20,6	29,2	35,3	42	46,2	m

Diese berechneten Geschwindigkeiten sind aber unserer Meinung nach zu klein, wie wir aus bestimmten, an Kondensatoren gemachten Beobachtungen schließen. Um die genannten Drucke auszuüben, könnten, wie wir glauben, die Geschwindigkeiten etwa 1,33 bis 1,5 mal so groß sein. Auch handelt es sich bei allen Kondensatoren nicht nur um Tropfen, sondern zum großen Teil um Wasserstrahlen, auf welche die Dampfströme viel weniger einwirken als auf Tropfen. Der größeste Teil der zerstäubten Tropfen, mögen sie so klein sein, wie sie wollen, wird durch die Dampfströme erwärmt und dann mit dem anderen Wasser vereinigt oder an die Wände geschleudert und dadurch vom Mitgehen abgehalten. Endlich wird bei fast allen Kondensatoren ein Teil des Dampfes (etwa 10 bis 15 %) kondensiert, ehe er zum vertikalen Aufstieg kommt.

Aus allen diesen Gründen darf man erfahrungsmäßig die erste, unterste Querschnittsverengerung im Kondensator ohne Stufen so einrichten, daß Dampf von 705 mm Vakuum eine Geschwindigkeit von etwa 65 m pro Sekunde erreichen kann. Im Kondensator mit Stufen darf die Geschwindigkeit 55 m pro Sekunde betragen. Herrscht im Kondensator dann ein geringeres Vakuum, so wird das Dampfvolumen viel kleiner, die Geschwindigkeit gleichfalls und damit die Gefahr des Mitreißens geringer.

Da etwa 10 % des zu kondensierenden Dampfes vor Eintritt in den untersten engen Querschnitt schon niedergeschlagen werden, so darf dieser Querschnitt auf 70 m Geschwindigkeit für den ganzen Dampf basiert werden.

1 kg Dampf von 705 mm Vakuum hat 19500 l Volumen, daher brauchen 1000 kg Dampf bei 70 m Geschwindigkeit ohne Stufen einen freien Querschnitt von:

$$\frac{19500 \,.\, 1000}{3600 \,.\, 700} = 7{,}42 \sim 7{,}5 \text{ qdcm.}$$

Bei Kondensatoren mit Stufen darf die Geschwindigkeit 55 m betragen, daher brauchen 1000 kg Dampf von 705 mm Vakuum einen Querschnitt von:

$$\frac{19500 \,.\, 1000}{3600 \,.\, 550} = 9{,}85 \sim 10 \text{ qdcm.}$$

Da nun die Kondensatoren durch eingesetzte Platten, Siebe und Scheidewände nur etwa die Hälfte ihres Querschnittes für den Dampfstrom freilassen, so darf man den ganzen Querschnitt der Kondensatoren ohne Stufen mit 15 qdcm für 1000 kg Dampf pro Stunde und den Querschnitt für Kondensatoren mit Stufen mit 20 qdcm annehmen, woraus sich dann ihre Durchmesser ergeben.

Für kleinere Leistungen 1000 bis 2000 kg Kondensation in einer Stunde, wird man die nach dieser Regel gefundenen Kondensatordurchmesser etwas vergrößern müssen, um der größeren Reibung, den Ungenauigkeiten und Verengerungen Rechnung zu tragen. Auf diese Weise sind die Durchmesser in Tabelle 51 bestimmt worden.

Ist der Durchmesser $\triangle$ des Kondensators in dem festgesetzt, so ergibt sich die Höhe e_u der untersten Stufe für das in einer Stunde zu kondensierende Dampfgewicht D wenigstens:

$$e_u = \frac{10\,D}{1000 \triangle} \text{ in dcm.}$$

Demnach wäre rechnungsmäßig:

für $D =$	1000	2000	5000	10000	Kilo Dampf
$\triangle =$	600	775	1175	1600	mm
$e_u =$	170	255	440	630	mm

aber wegen der an dieser Stelle eintretenden Wirbel und Reibungen wird man diese untersten Stufen-Höhen e_u auf etwa:

$e_u =$	220	330	550	700 mm

vergrößern.

Die folgenden oberen Stufen können einander zuerst weniger, dann mehr genähert werden. Ihre Zahl sei 3 bis 4 ganze oder 6 bis 8 halbe.

Für die Weite der Dampfeintritts-Stutzen gilt auch hier, was bei den nassen Kondensatoren gesagt worden ist. Die Tabelle 32 dient zu ihrer Bestimmung.

Auch der Durchmesser der Wassereintrittsrohre kann nach dem früheren festgesetzt werden. Die Grenzen der Dampftemperaturen sind etwa 35°—60°, die der Wassertemperaturen etwa 8°—30° und folglich braucht man nach Tabelle 41 zur Kondensation von 1 kg Dampf 10—40 kg Wasser. Die Weite der Wassereintrittsstutzen folgt dann aus Tabelle 36, wenn man die in jedem Fall herrschende Druckhöhe kennt oder annimmt. In der Tabelle 51 sind die Rohrweiten für Druckhöhen von 3, 6, 9 m angeführt.

Tabelle 51.

Abmessungen der (trockenen — Gegenstrom)-Einspritz-Fallrohr-Dampfverdichtung in einer Stunde

Dampf zu kondensieren in einer Stunde Kilo:		300	500	1000	1500
Dazu erforderliche Kühlwassermenge in Liter	$10\times$ Dampfgewicht Liter	3000	5000	10000	15000
	$40\times$ „ „	12000	20000	40000	60000
Durchmesser: Höhe vom Teller ab: des stufenlosen Kondensators	mm	400	450	550	650
	„	Wenigstens 3000 mm. —			
Durchmesser: Höhe vom Teller ab: des Kondensators mit Stufen	mm	500	550	600	700
	„	2400	2400	2400	2800
Durchmesser: des Dampfeingangs für 705 mm Vakuum (Druckverlust 2%)		200	250	350	400
des Wassereingangs bei 3 m Überdruck		50	60	80	90
„ 6 „ „		45	55	70	80
„ 9 „ „		40	50	65	75
des Luftrohrs (bei 15°)		50	60	80	90
des Abfallrohrs bei 10700 Höhe		90	105	145	175
„ 11020 „		75	85	110	125
Anzahl der Löcher im Siebboden (5 mm Drm.):		125	210	415	620
(bei 10 mm Stauhöhe (6 mm Drm.):		90	145	290	435
+ 10% für Verstopfung) (7 mm Drm.):		70	110	215	320

Die Verteilung des Wassers im Kondensator geschieht auf mannigfache Art.

In dem Fall, daß die Verteilung oder Vorverteilung durch einen Überfall bewirkt wird, dient Tabelle 43 zur Festsetzung der Maße; gemeinhin wird der Umfang oder die Länge des Überlaufs aus dem Durchmesser des Kondensators bekannt sein, und aus der Tabelle 43 erfährt man dann die Höhe der überlaufenden Wasserschicht. Der so gebildete Wasserschleier verringert natürlich während des Fallens seine Wandstärke.

In dem Fall, daß die Wasserteilung durch gelochte Teller bewirkt wird, kann nach Annahme des erwünschten Lochdurchmessers aus der Tabelle 44 sofort die Zahl der Löcher und aus der Grösse der Teller auch die Teilung oder gegenseitige Entfernung der Löcher bestimmt werden.

Bei der Festsetzung der Anzahl n der Löcher in den Verteilungsblechen muß ihr Durchmesser nach Ermessen gewählt werden. Je kleiner sie sind, um so besser ist die Wasserverteilung, aber um so leichter auch die Verstopfung und Versagung.

Tabelle 51.

Kondensatoren mit und ohne Stufen für 300 bis 12000 Kilo bei einem Vakuum von 705 mm.

2000	3000	4000	5000	6000	7000	8000	9000	10000	11000	12000
20000	30000	40000	50000	60000	70000	80000	90000	100000	110000	120000
80000	120000	160000	200000	240000	280000	320000	360000	400000	440000	480000
700	775	900	1000	1100	1200	1275	1350	1400	1450	1550
Löcher im Siebteller nicht größer als 2 mm Drm.										
775	900	1050	1175	1250	1350	1450	1550	1600	1675	1750
2800	2800	3200	3200	3200	3200	3600	3600	3600	3600	3600
450	500	575	650	700	750	800	850	900	950	1000
105	125	135	155	170	180	190	205	215	225	230
90	110	120	135	145	155	165	175	185	190	195
85	100	115	125	135	145	150	160	170	175	185
100	115	125	135	145	155	160	165	175	180	190
200	235	280	300	330	350	380	400	420	440	460
150	175	190	215	225	250	275	285	300	315	325
825	1240	1660	2070	2480	2895	3300	3720	4135	4550	4960
580	865	1155	1440	1730	2090	2305	2595	2880	3165	3455
420	635	845	1060	1270	1480	1690	1905	2115	2335	2545

Man bestimmt die Anzahl der Löcher für den kleinsten wahrscheinlichen Wasserverbrauch unter Annahme einer passenden Stauhöhe (in den Tabellen 44 und 51 für 10 mm) und rechnet darauf, daß die vergrößerte Stauhöhe auch eine vergrößerte Wassermenge bei gleicher Verteilung abfließen läßt.

Die Verteilungsbleche haben natürlich einen hohen Rand, um eine große Stauhöhe zu ermöglichen.

In der Tabelle 51 ist für 10 mm Stauhöhe und Löcher von 5, 6, 7 mm Drm. deren Anzahl für die kleinste Wassermenge angegeben.

Der Querschnitt des Luftrohres folgt aus dem stündlich abzusaugenden Luftgewicht, das wir mit 0,25 kg pro 1000 Liter Wasser annehmen, und unter Zugrundelegung des größesten Wasserverbrauchs. Die Tabelle 35 lehrt die nötigen Abmessungen.

Der Durchmesser des Abfall- oder Barometerrohres ergibt sich aus dem größesten Einspritzwasser-Quantum, dem noch das Gewicht des kondensierenden Dampfes hinzuzuzählen ist und kann aus der Tabelle 42 abgelesen werden.

In der Tabelle 51 sind die Weiten der Ablaufrohre für zwei Höhen angegeben, nämlich für 10,7 und 11,02 m.

Es scheint kaum nötig, ein Beispiel durchzurechnen, weil dies beim nassen Kondensator geschehen ist und daher hier nur eine Wiederholung wäre.

Die Wärmeabgabe der warmen Kondensatorwände nach außen ist ein Gewinn, der aber im Verhältnis zum stündlich niederzuschlagenden Dampfgewicht unerheblich ist.

Beispiel. Für 1000 kg stündliche Dampfkondensation hat der Kondensator (Tabelle 51) = 7 qm Oberfläche. Er verliert daher in 1 Stunde, wenn er durchschnittlich 55° und die Umgebung 10° warm ist (nach Tabelle 39): 7 . 505 = 3535 Kal., d. h. er kondensiert in 1 Stunde rund 6 kg Dampf an der inneren Wand.

Die im Kondensator auf dem Verteilungsteller und auf dem Eintrittskasten gebildete Oberfläche des kalten Wassers dient nicht mehr zur Kondensation des Dampfes, welcher allemal schon unter der Verteilungsplatte ganz niedergeschlagen sein soll, sondern nur etwa zur Abkühlung der Luft. Für diesen Zweck sind auch die über dem Verteilungsteller gebildeten Wasserstrahlen und Schleier nützlich.

B. Die Oberflächen-Kondensatoren (Kühler).

Die Oberflächen-Kondensatoren sind dazu bestimmt, Dämpfe der verschiedensten Herkunft zu verflüssigen und meistens auch das Verflüssigte abzukühlen (daher sie auch oft Kühler genannt werden), ohne daß das Kühlmittel, meistens kaltes Wasser, selten Luft, die Stoffe direkt berührt. Der Wärmeaustausch findet durch eine Metallwand statt.

Die Räume, in denen die Kondensation vor sich geht, können dabei unter dem Druck der Atmosphäre oder auch unter einem geringeren (Vakuum) stehen.

Es liegen bis jetzt keine sicheren Beobachtungen dafür vor, daß Dämpfe verschiedener Flüssigkeiten auch verschiedene Wärmetransmissions-Koeffizienten haben (die etwa vom spezifischen Gewicht der Dämpfe abhängig sein könnten), man darf vielmehr bis auf weiteres annehmen, daß diese bei allen Dämpfen die gleichen sind, und daß sie sich auch bei verschiedener Spannung nicht ändern. (Ob allerdings bei erheblichen Verdünnungen [bei sehr geringen Spannungen] nicht eine Verminderung des Koeffizienten eintritt, mag dahingestellt bleiben.)

Die Oberflächen-Kondensatoren können gebildet werden durch Systeme von Rohren, durch die Dämpfe strömen, während sie vom Wasser umflossen werden, oder die vom Dampf umspült werden, während Wasser sie durchrinnt. Sie können hergestellt sein aus Schlangenrohren, aus Rohrbündeln, aus zylindrischen oder ebenen Flächen, die auf einer Seite durch Wasser oder Luft gekühlt, auf der anderen Seite von Dampf berührt werden.

Wird Wasser als Kondensationsmittel benutzt, so kann es entweder in voller Masse an den Flächen emporsteigen, oder in dünner Schicht an ihnen herabrieseln.

Soll die Luft als Kühlmittel dienen, so treibt man sie durch Rohre, um welche die zu kühlende Flüssigkeit sich bewegt.

So können diese Apparate geschieden werden in:

1. Oberflächen-Gefäß-Kondensatoren mit Wasserkühlung,
2. Oberflächen-Gefäß-Kondensatoren mit Luftkühlung,
3. Oberflächen-Riesel-Kondensatoren.

1. Die Oberflächen-Gefäfs-Kondensatoren mit Wasserkühlung (Kühler).

Von diesen Konstruktionen zeigen die Figuren 19, 20, 21 typische Formen.

a) Die mittleren Temperatur-Differenzen ϑ_{mc} und ϑ_{mk}.

Bei diesen Apparaten wird man natürlich stets, wenn nicht besondere Gründe eine andere Anordnung erfordern, Gegenstrom anwenden, d. h. bei vertikalen Kondensatoren den Dampf oben, und das Wasser unten eintreten lassen. Meistens strömt der Dampf durch und das Wasser um die Rohre, bisweilen aber läßt man, der leichten Rohrreinigung wegen, den Dampf um, und das Wasser durch diese fließen. Auf den Wärmeaus-

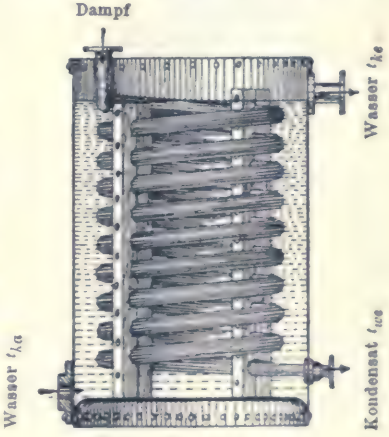


Fig. 19.

tausch hat diese Anordnung nur insofern Einfluss, als sie gewöhnlich die Dampfgeschwindigkeit vermindert, und die des Wassers vermehrt.

Nach dem im Abschnitt I Gesagten muß man bei den Kondensatoren, die zugleich kühlen, zwei Wirkungsperioden unterscheiden, nämlich die der Kondensation (Verflüssigung) der Dämpfe und die der Kühlung des Kondensates.

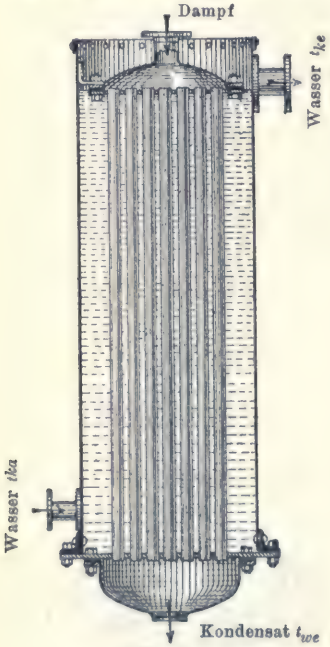


Fig. 20.

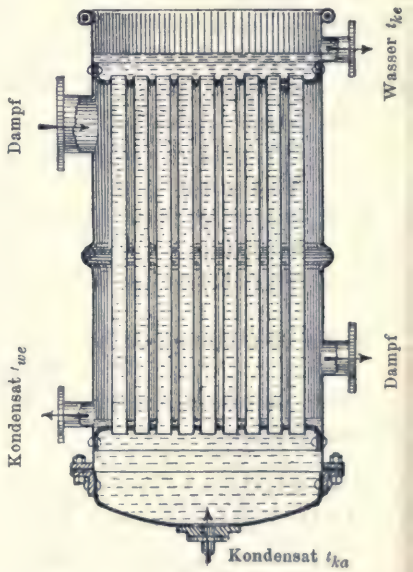


Fig. 21.

Wenn der Dampf gar keine Luft mit sich führen würde, so müßte in der ersten Periode, in der die Kondensation stattfindet, der Dampf bis ans Ende die gleiche Temperatur behalten, weil seine Spannung fast gleich bliebe. Nach Maßgabe seines Fortschreitens an der Kühlfläche würde seine Menge und damit seine Geschwindigkeit allmählich abnehmen, bis beides gleich 0 ist, aber seine Temperatur würde es konstant behalten müssen, solange er existiert. Wäre dann an einer bestimmten Stelle des Kondensators aller Dampf verschwunden, so bliebe dessen übriger Kühlraum mit Luft gefüllt, deren Spannung gleich der des Dampfes sein würde. Die Dampf- und Lufträume würden sich ziemlich scharf begrenzen, und dieses

würde auch stattfinden, wenn die Kondensation im luftverdünnten Raum geschähe. In Wirklichkeit enthält aber der Dampf stets mehr oder weniger Luft und diese gewinnt, je mehr der Dampf durch die Kondensation an Menge abnimmt, an Spannung. So bildet sich ein allmählicher Übergang aus dem Raum, in dem nur Dampf, zu dem Raum, in dem nur Luft sich befindet, durch einen Raum, in dem beide gemischt sind.

Diese von dem zu kondensierenden Dampf stets mitgeführte Luft muß abgeleitet werden, sei es in die Atmosphäre, sei es in die Luftpumpe. Daher müssen die Kondensatoren oder Kühler mit einem Rohr versehen sein, das aus ihrem Innern die Luft ohne Flüssigkeitsverschluß ins Freie oder in die Luftpumpe führt, und dies um so mehr, als die nie vollkommen konstante Dampf- und Luftzuführung in dem Kondensator zum inneren Spannungsausgleich ein Hin- und Herströmen in diesem Luftrohr erzeugt. Ein Flüssigkeitsverschluß würde die freie Luftströmung hindern und Unregelmäßigkeiten verursachen können.

Da die Kondensation, d. h. die Erzeugung von Flüssigkeit aus dem Dampf unmittelbar beim Eintritt des Dampfes in den Kondensator beginnt, so sind seine Wände stets mit abwärts strömender Flüssigkeit bedeckt, die nach unten an Menge und Geschwindigkeit zunimmt. Diese Flüssigkeit bildet ein nicht gut zu beseitigendes Hindernis für die Wärmeübertragung. Die herabrieselnde Flüssigkeit hat nicht die Temperatur des Dampfes, auch nicht die des Kühlmittels (Wasser); ihre Temperatur liegt vielmehr zwischen beiden. An der Stelle des Kondensators, an der die Kondensation in der Hauptsache beendet ist, ist das Kondensat allemal kälter als der Dampf, aus dem es entsteht. Aber leider ist uns mangels zuverlässiger Versuche nicht genau bekannt, in welchem Verhältnis seine Temperatur zu der des Dampfes und Kühlwassers steht.

Daher, und weil wir andere willkürliche Angaben vermeiden wollen, endlich auch, weil dieser Umstand auf die Bestimmung der Heizflächengröße nur einen geringen Einfluß ausübt, nehmen wir im folgenden, allerdings ungenau, an, daß das Kondensat am Ende der Kondensation die Temperatur des Dampfes hat, und daß es in der dann folgenden Periode von der Temperatur des Dampfes auf die gewünschte kältere gebracht werden soll.

Die Wärmeübertragung ist außer anderen Umständen nach allgemeiner Annahme auch direkt proportional der Temperatur-

Differenz zwischen den im Wärmeaustausch begriffenen Stoffen. Daher müssen wir zunächst die mittlere Temperatur-Differenz zwischen Dampf und Kühlwasser und sodann diejenige zwischen Kondensat und Kühlwasser feststellen.

Wie wir aus Abschnitt I wissen, ist die mittlere Temperatur-Differenz in den meisten Fällen nicht gleich dem arithmetischen Mittel aus den Anfangs- und Enddifferenzen, sondern sie ist: nach Gleichung (10):

$$\vartheta_m = \frac{\vartheta_a \left(1 - \frac{p}{100}\right)}{ln \frac{100}{p}}$$

worin bedeutet ϑ_a die größeste und p die kleinste Temperatur-Differenz, die letztere in Prozenten der größeren ausgedrückt.

Beispiel. Ist die größeste Differenz $\vartheta_a = 60°$, die kleinste Differenz $= 6°$, so ist $p = \frac{6 \,.\, 100}{60} = 10\,\%$.

In der Tabelle 1 findet man die Werte von ϑ_m ausgerechnet für den Fall, daß $\vartheta_a = 1$ ist und für p von 1 bis 100 %.

Beispiel. Für $\vartheta_a = 60°$ und $p = 10$ findet man in der Tabelle 1 $\vartheta_m = 0{,}391 \,.\, 60 = 23{,}46°$.

Man muß zur Bestimmung der Kühlflächen in jedem Fall die mittleren Temperatur-Differenzen für jede der beiden genannten Perioden, nämlich für die Kondensation des Dampfes und für die Kühlung des Kondensates einzeln kennen; da es aber umständlich ist, diese jedesmal besonders auszurechnen, so ist hier die Tabelle 52 aufgenommen worden, in der sie für viele Fälle zusammengestellt sind, nämlich für Wasserdampf von atmosphärischer Spannung, mit der Temperatur $= 100°$, und für solchen von geringerer Spannung, nämlich bei Vakuen von 611 und 705 mm, d. h. mit Temperaturen von $= 60°$ und $40°$, und endlich für Alkoholdampf von $80°$, jedesmal gekühlt durch Wasser.

Das Kühlwasser kann verschiedene ursprüngliche Temperaturen haben. Es sind solche von $t_{ka} = 2{,}5°—5°—10°—15°—20°$ zugrunde gelegt. Das Wasser kann kälter oder wärmer abfließen und daher sind in der Tabelle 52 die Abflußtemperaturen von $t_{ke} = 20°$, $30°$, $40°$, $50°$, $60°$, $70°$, $80°$ berücksichtigt. Endlich soll das Kondensat oft wärmer, oft kälter gewonnen werden; daher sind die Fälle betrachtet, in denen es um $2°$, $5°$, $10°$, $15°$, $20°$, $25°$ wärmer als das Kühlwasser austritt.

Tabelle 52.

Temperatur-Differenzen zwischen Dampf und Kühlwasser ϑ_{mc}, und Kondensat und Kühlwasser ϑ_{mk}, für Wasserdampf von 100°, 60° (Vakuum 611 mm), 40° (Vakuum 705 mm), für Alkoholdampf 80° (83,6 % Gewicht) bei Oberflächen-Gefäß-Kondensatoren.

Die verkehrt stehenden Zahlen sind die Temperaturen des Kühlwassers an der Stelle, wo die Dampfkondensation aufhört und die Kühlung beginnt.

tritts-Temperatur	Temperatur des Kondensates	Wasserdampf 100° (atmosphärische Spannung) Latente Wärme = 537 Kal. Temperatur des ablaufenden Kühlwassers t_{ke}													
		20°		30°		40°		50°		60°		70°		80°	
		Mittlere Temperatur-Differenzen													
t_{ka}	t_{we}	ϑ_{mc}	ϑ_{mk}	ϑ_{mc}	ϑ_{mk}	ϑ_{mc}	ϑ_{mk}	ϑ_{mc}	ϑ_{mk}	ϑ_{mc}	ϑ_{mk}	ϑ_{mc}	ϑ_{mk}	ϑ_{mc}	ϑ_{mk}
5°	5	86,4	26,3	82,2	25,5	75,3	25,1	69	25,7	62,1	24,3	53,4	25,9	45,4	24,5
	7,5	„	32	„	31	„	30,6	„	30,8	„	29,3	„	29	„	29
	12,5	„ 4	38	„ 5,4	36,8	„ 6,8	37,2	„ 8,4	36,8	„ 9,8	36	„ 11	36	„ 11,5	36
	17,5	„	44,1	„	43,4	„	42,76	„	42	„	42,3	„	41,7	„	42
5°	7	85,5	25,1	80	24,8	73,8	23,4	67,7	24	60,9	23,45	53,9	23,4	45,7	23,3
	10	„	31	„	29,2	„	30	„	29,8	„	29	„	29	„	28,9
	15	„	37,2	„	36,7	„	36	„	35,8	„	34,8	„	34,8	„	34,7
	20	„ 7	42,8	„ 8	42,4	„ 9,4	42,4	„ 10,6	42,6	„ 12	41,9	„ 13	41,8	„ 14	41,7
	25	„	48,3	„	47	„	46,8	„	46,5	„	45,2	„	45,2	„	45,1
	30	„	51	„	49,8	„	49,5	„	49	„	49	„	49	„	49
0°	12	84	22,9	77,8	22,6	72	22,3	66	22	58,7	21,8	52,5	21,5	43,4	21
	15	„	29,2	„	28,8	„	28,4	„	28	„	27,7	„	27,4	„	27,2
	20	„	36,4	„	36,2	„	36	„	35,7	„	35	„	34,3	„	33,6
	25	„ 11,2	42,2	„ 12,5	41,7	„ 13,8	41,2	„ 15,3	40,8	„ 16,5	40,2	„ 17,8	39,8	„ 19,3	39,2
	30	„	46,28	„	45,76	„	44,7	„	44	„	43,42	„	42,98	„	42,1
	35	„	49,84	„	49,36	„	48,1	„	47,4	„	46,72	„	46,25	„	45,3
5°	17	82,7	22,7	76,3	22,4	71	22,4	63,9	21,5	58,8	21,3	51,5	21	41,8	19,8
	20	„	28,2	„	27,7	„	27,7	„	27	„	26,8	„	46,5	„	25,8
	25	„	34,6	„	34,8	„	34,8	„	34	„	33 9	„	33,5	„	32,7
	30	„ 16,6	39,6	„ 16,7	39,6	„ 18	39,6	„ 19	38,9	„ 20	38,8	„ 12	38,3	„ 23	38,2
	35	„	44,7	„	43,6	„	43,8	„	43,7	„	42,6	„	42,1	„	41
	40	„	48,1	„	48	„	47,8	„	47	„	46,6	„	46	„	45
0°	22	—	—	74,1	21,4	67,7	21	61,5	20,6	55,5	20,2	48	19,7	40,7	19,3
	25	—	—	„	27,1	„	26,6	„	26,25	„	25,7	„	25,3	„	25
	30	—	—	„	33,5	„	32,8	„	32,25	„	31,7	„	31.3	„	30,7
	35	—	—	„	39	„	38,4	„	37,52	„	37,1	„	36.9	„	36,7

Tabelle 52.

Kühlwasser-Eintritts-Temperatur	Temperatur des Kondensators	Wasserdampf 60° (Vak. 611 mm) Latente Wärme = 564 Kal. Temperatur d. ablauf. Kühlwassers t_{ke} 20° || 30° || 40° || 50° Mittlere Temperatur-Differenzen								Wasserdampf 40° (Vak. 705 mm Latente Wärme = 578 Kal. Temp. d. ablauf. Kühlwassers t_k 20° || 30° || 35° Mittlere Temp.-Differenzen					
t_{ka}	t_{we}	ϑ_{mc}	ϑ_{mk}	ϑ_{mc}	ϑ_{mk}	ϑ_{mc}	ϑ_{mk}	ϑ_{mc}	ϑ_{mk}	ϑ_{mc}	ϑ_{mk}	ϑ_{mc}	ϑ_{mk}	ϑ_{mc}	ϑ_{mk}
2,5°	5	47,7	17,3	41,5	17,3	34,4	17,5	25,8	17,2	27,5	12,7	20	12	15,9	12,7
	7,5	„	21,2	„	21,2	„	20,7	„	20,4	„	14	„	15,8	„	16
	12,5	„	26,9	„	26,9	„	26,1	„	25,8	„	20,4	„	20	„	19,9
	17,5	„ 4	30,8	„ 4,6	30,8	„ 4,5	30	„ 6	29,5	„ 3,6	24	„ 3,7	24	„	24,3
	22,5	„	35,8	„	35,8	„	35,4	„	33,8	„	28	„	28,5	„	28,5
5°	7	46,4	16,2	40	15,6	33,3	15,6	25,5	15,3	27	12,2	19,7	12	15,1	11,3
	10	„	20,8	„	20,2	„	20,2	„	19,9	„	14,4	„	14	„	14
	15	„ 6,6	26,1	„ 7	25,4	„ 7,8	25,4	„ 9,2	25	„ 6,5	19,9	„ 6,2	19	„	19
	20	„	31	„	30,1	„	30,1	„	29,6	„	23,6	„	23,6	„	23
	25	„	34,7	„	33,8	„	33,8	„	33,1	„	26,5	„	26,5	„	26,5
10°	12	44,37	15,7	38,3	15,5	31,7	15,3	24,8	15,2	24	10,9	18	10,9	13,6	9,2
	15	„	19,7	„	19,4	„	19,2	„	19	„	13,7	„	13,7	„	13,6
	20	„ 10,7	24,7	„ 11,3	24,2	„ 12	24	„ 12,3	23,8	„ 10,3	17,8	„ 10,7	17,8	„	17,8
	25	„	28,5	„	28	„	27,8	„	27,55	„	21,2	„	21,2	„	21,2
	30	„	33	„	32,5	„	32	„	31,6	„	25	„	25	„	24,3
15°	17	42,75	14,4	36,9	14	30,3	13,7	22,8	13,7	22,3	9,87	16,2	9,87	12,5	9,2
	20	„	18,45	„	18	„	17,1	„	17,6	„	12,5	„	12,5	„	15,5
	25	„ 15	23,8	„ 15,8	23,4	„ 16,2	22,8	„ 16,8	22,8	„ 15,1	16,2	„ 15,3	16,2	„	16,2
	30	„	27,9	„	27,2	„	26,6	„	26,6	„	19,5	„	19,5	„	19,5
	35	„	31	„	30,2	„	29,6	„	29,6	„	22,5	„	22,5	„	22,2
20°	22	—	—	34,9	13,6	28	13,3	20,9	13	—	—	14,4	8,4	10,8	8,4
	25	—	—	„	16,8	„	16,4	„	15,9	—	—	„	10,8	„	10,8
	30	—	—	„ 20,5	22	„	21,6	„ 21,2	20,5	—	—	„	14,4	„	14,4
	35	—	—	„	25,2	„ 12	24,4	„	24	—	—	„ 20	17,4	„	17,4
	40	—	—	„	23,8	„	28,3	„	27,4	—	—	„	—	„	20

In der Tabelle 52 ist die mittlere Temperatur-Differenz zwischen Dampf und Kühlwasser (1. Periode: Kondensation) mit ϑ_{mc}, die mittlere Temperatur-Differenz zwischen Kondensat und Kühlwasser (2. Periode: Kühlung) mit ϑ_{mk} bezeichnet.

Beispiel. Der zu kondensierende Wasserdampf hat 100°, das Kühlwasser ist ursprünglich 10° warm und soll mit 60° abfließen, man wünscht das Kondensat mit 15° zu erhalten.

Nach unserer Annahme soll in der ersten Periode der Dampf nur niedergeschlagen, nicht auch gekühlt werden. 1 kg Wasserdampf von 100° hat 637 Kalorien Gesamtwärme, wovon ihm zur Kondensation 537

Tabelle 52.

Alkohol 80° Cels. ca. 90,4 % Vol. = 86,8 Gew.-%
Spezifische Wärme $\sigma = 0{,}8$. — Latente Wärme = 205 Kal.

Kühlwasser-Eintritts-Temperatur	Temperatur des Kondensates	Temperatur des ablaufenden Kühlwassers t_{ke} = 20°		30°		40°		50°		60°		70°	
		Mittlere Temperatur-Differenzen											
t_{ka}	t_{we}	ϑ_{mc}	ϑ_{mk}	ϑ_{mc}	ϑ_{mk}	ϑ_{mc}	ϑ_{mk}	ϑ_{mc}	ϑ_{mk}	ϑ_{mc}	ϑ_{mk}	ϑ_{mc}	ϑ_{mk}
2,5°	5	79	21,0	60,4	20,8	53,9	20,5	46,9	20,3	38,2	19,8	29,4	19,3
	7,5	„	25,9	„	25,2	„	24,4	„	23,8	„	23,2	„	23
	12,5	„ 6	32,8	„ 8	31,5	„ 10	30,5	„ 12	29,9	„ 14	29,7	„ 16	29,4
	17,5	„	37	„	36,7	„	35,7	„	35,3	„	34,3	„	33,9
5°	7	67	20,8	58,8	20,3	52	19,7	45	19,1	37,1	18,5	28,5	17,9
	10	„ 8	24,4	„ 10	24,4	„ 12	23,9	„ 14	23,1	„ 16	22,4	„ 18	21,7
	15	„	31,6	„	30,8	„	28,8	„	29	„	28,1	„	27,2
10°	12	64,6	19,7	55,4	19,1	50,5	18,6	43,4	18	36,6	17,4	27,2	16,8
	15	„ 12	24,4	„ 14	23,7	„ 16	23	„ 18	22,3	„ 20	21,6	„ 22	20,9
	20	„	30,6	„	29,7	„	29,9	„	27,9	„	27	„	26,1
15°	17	62,7	17,9	55,1	17,36	49,2	16,8	42,3	16,26	35,2	15,68	26,2	15,1
	20	„ 16	23	„ 18	22,3	„ 20	21,6	„ 22	20,9	„ 24	20,1	„ 26	19,4
	25	„	29,44	„	28,5	„	27,6	„	26,7	„	25,76	„	24,8
20°	22	—	—	53,2	16,8	47,6	16,2	41	15,6	32,7	15,1	25	14,5
	25	—	—	„ 22	22	„ 24	21,3	„ 26	20,5	„ 28	19,7	„ 30	19
	30	—	—	„	27,8	„	26,8	„	25,9	„	24,96	„	24

entzogen werden müssen. Der kondensierte Dampf, das Kondensat, hat noch 100 Kalorien; daher müssen ihm bis zur Abkühlung auf 15° noch 85 *WE* genommen werden (zusammen $537 + 85 = 622$ *WE*). In der Kühlungs-Periode ist also für 1 kg Dampf $\frac{85}{637 - 15} = \frac{85}{622}$, in der Kondensations-Periode $\frac{537}{622}$ der ganzen Wärme zu entziehen.

Das Kühlwasser erwärmt sich im ganzen von 10° auf 60°, also um $60° - 10° = 50°$, davon in der Periode der Kühlung um $\frac{85 \,.\, 50}{622} = 6{,}83°$.

Das Kühlwasser ist also am Ende der Kondensationsperiode, da, wo das Kondensat noch 100° hat, $10° + 6{,}83° = 16{,}83°$ warm.

Der eintretende Dampf hat . . .	100°
Das Wasser hat oben	60°
Differenz	40°
Der Dampf hat am Ende	100°
Das Wasser daselbst	16,83°
Differenz	83,17°

40° sind $= p = \frac{40 \,.\, 100}{83{,}85} = 47{,}70\,\%$ von 83,17°.

Die mittlere Temperatur-Differenz zwischen Dampf und Wasser ist also in der ersten Periode nach Tabelle 1: $\vartheta_{mc} = 0{,}7 \,.\, 83{,}17 = 58{,}7°$.

Das Kondensat hat oben	100°
Das Kühlwasser hat oben . . .	16,83°
Differenz	83,17°
Das Kondensat hat unten . . .	15°
Das Kühlwasser hat unten . . .	10°
Differenz	5°

5° sind $= p = \frac{5 \,.\, 100}{83{,}17} = 5{,}96\,\%$ von 83,17°.

Die mittlere Temperatur-Differenz zwischen Kondensat und Kühlwasser ist also in der zweiten Periode nach Tabelle 1:

$$= \vartheta_{mk} = 0{,}339 \,.\, 83{,}17 = 28{,}00°.$$

Auf diese Weise ist die Tabelle 52 berechnet worden.

Ein Blick auf sie zeigt:

1. daß die mittlere Temperatur-Differenz zwischen Dampf und Kühlwasser (1. Periode) abnimmt mit der Erhöhung der Ablaufwasser-Temperatur, daß sie aber sehr wenig berührt wird durch den Grad, bis zu dem das Kondensat gekühlt werden soll. In dieser Hinsicht kann man die Unterschiede praktisch vernachlässigen,

2. daß die mittlere Temperatur-Differenz zwischen Kondensat und Kühlwasser (2. Periode) in erheblichem Maße beeinflußt wird davon, bis wie nahe an die Kühlwasser-Temperatur das Kondensat gekühlt werden soll, daß sie aber nicht sehr erheblich abhängt von der Temperatur des Ablaufwassers. In dieser letzteren Hinsicht kann man die Unterschiede vernachlässigen, und man kann für die mittlere Temperatur-Differenz der zweiten Periode ohne Rücksicht auf die Wasserablauf-Temperatur selbst, für alle Fälle, das Mittel der bei 20° bis 80° Ablauf-Temperatur erscheinenden Temperatur-Differenzen annehmen.

---

b) Die Wärmetransmissions-Koeffizienten k_c und k_k.

Den Koeffizienten k_c für den Wärme-Übergang von Dampf an nicht siedendes Wasser (1. Periode) in offenen kupfernen oder messingenen Rohren bestimmen wir mit Hilfe der empirischen Gleichung:

$$k_c = 750 \sqrt[2]{v_d} \sqrt[3]{0{,}007 + v_f} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \textbf{(205)}$$

die aus Beobachtungen an großen und kleinen recht verschiedenen im Betriebe befindlichen Kondensatoren aufgestellt ist, und in der bedeutet: v_d die Geschwindigkeit des Dampfes beim Eintritt in den Kondensator (Anfangsgeschwindigkeit), v_f die mittlere Geschwindigkeit des Kühlwassers. Es scheint uns unstreitig, daß die Wärme-Transmission in diesen Fällen (bei der Kondensation von Dämpfen in Räumen, die mit der Luft oder der Luftpumpe in Verbindung stehen) mit der Geschwindigkeit von Dampf und Wasser zunimmt.

Die Geschwindigkeit des Dampfstromes nimmt im Kondensator natürlich vom Anfang bis an das Ende ab und wird dort = 0, wenn vollkommene Kondensation eintritt. Das geschieht keineswegs gleichmäßig, sondern nach einer hier nicht zu erörternden Kurve zuerst schnell, dann langsamer. Aber da die Geschwindigkeits-Abnahme sich fast in allen Fällen auf gleiche Weise vollziehen muß, weil die wesentlichen Umstände für ihre Veränderung bei allen Kondensatoren die gleichen sind, so darf man die mittlere Dampfgeschwindigkeit, die hier in Betracht kommt, in allen Fällen als in einer einfachen Proportionalität zur Anfangsgeschwindigkeit stehend annehmen.

In der Gleichung 205 ist v_d die Eintrittsgeschwindigkeit des Dampfes bei vollkommener Kondensation, es ist aber die Summe die Eintritts- und Austrittsgeschwindigkeit, wenn ein Teil des Dampfes den Kondensator verlassen soll.

Wie schon im Abschnitt VII ausgesprochen, gibt es außer den Geschwindigkeiten noch andere Einflüsse auf die Wärmetransmission, die ganz ungemein groß und oft von solcher Art sein können, daß ihre mathematische Fassung unmöglich scheint. Die stets stattfindende mehr oder weniger starke, vorher gänzlich unbestimmbare Inkrustation macht allein oft jede Rechnung illusorisch, aber auch die Lage und Richtung der Flächen, die Weite, die Form und der Inhalt der Heizräume, die dem Dampf beigemischte Luft verändern die Wirkung in erheblichem Maße. Man kann noch nicht eine Gleichung für k_c aufstellen, die alle diese Dinge berücksichtigt. Mit steigender Temperatur von Dampf und Wasser scheint eine Vergrößerung von k einzutreten, die oft nicht unerheblich ist.

Für Schlangen und Rohrkühler, durch die der Dampf strömt,

Tabelle 53.

Wärmetransmissions-Koeffizient k_c zwischen nicht gespanntem Dampf und nicht siedendem Wasser bei kupfernen Rohren
für Dampf-Eintritts-Geschwindigkeiten $v_d = 1$ bis 65 m
und Wasser-Geschwindigkeiten $v_f = 0{,}001$ bis 4,0 m (1. Periode).

Geschwindigkeit der Flüssigkeit in m	Geschwindigkeit des Dampfes beim Eintritt ins Kondensationsrohr v_d in m														
	1	2	4	6	9	12	16	20	25	30	36	42	49	56	65
v_f	Transmissions-Koeffizient k_c														
0,001	150	210	300	375	450	525	600	675	750	825	900	975	1050	1125	120
0,008	187	262	375	448	562	655	750	843	937	1030	1125	1218	1312	1405	150
0,020	225	315	450	563	675	788	900	1013	1125	1238	1350	1463	1575	1688	180
0,035	262	367	524	655	786	917	1048	1179	1310	1441	1595	1706	1834	1965	210
0,056	300	425	600	750	900	1050	1200	1350	1500	1650	1800	1950	2100	2250	240
0,085	337	475	674	842	1011	1179	1348	1516	1685	1853	2022	2190	2356	2527	269
0,117	375	528	750	937	1125	1312	1500	1687	1875	2062	2250	2437	2625	2812	300
0,160	412	580	824	1030	1236	1442	1648	1834	2060	2266	2472	2678	2884	3090	329
0,210	450	634	900	1110	1350	1575	1800	2025	2250	2475	2700	2925	3150	3375	364
0,266	487	685	975	1230	1461	1704	1948	2191	2435	2678	2922	3165	3409	3692	389
0,335	525	742	1050	1325	1575	1837	2100	2362	2727	2987	3150	3412	3675	3937	420
0,415	562	792	1124	1417	1686	1967	2248	2529	2810	3091	3372	3653	3934	4215	449
0,505	600	846	1200	1500	1800	2100	2400	2700	3000	3300	3600	3900	4200	4500	480
0,607	637	897	1274	1592	1912	2230	2548	2866	3185	3503	3822	4140	4459	4777	509
0,720	675	945	1350	1687	2025	2362	2700	3037	3375	3712	4050	4387	4725	5062	540
0,850	712	1004	1424	1730	2136	2452	2848	3154	3560	3866	4272	4578	4984	5390	569
1,00	750	1057	1550	1925	2350	2625	3000	3375	3750	4125	4500	4875	5250	6025	600
1,50	862	1207	1724	2155	2586	3017	3448	3879	4310	4741	5172	5603	6034	6465	689
2,00	945	1323	1892	2362	2835	3307	3780	4252	4725	5197	5670	6142	6615	7087	756
2,50	1013	1418	2026	2532	3039	3545	4052	4558	5065	5571	6078	6584	7091	7597	810
3,0	1087	1521	2174	2717	3261	3804	4348	4891	5435	5978	6522	7065	7609	8152	869
3,5	1140	1596	2280	2850	3420	3990	4520	5130	5700	6270	6840	7410	7980	8550	912
4,0	1200	1800	2400	3000	3600	4200	4800	5400	6000	6600	7200	7800	8400	9000	960

kann man die Gleichung (205) wohl mit einigem Vertrauen verwenden. Sie enthält schon die Berücksichtigung der durchschnittlichen Verminderung der Leistung durch Belegung der Heizfläche. Für außergewöhnliche Fälle mag man k_c etwas kleiner oder größer wählen. Die Gleichung (205) gilt für Heizflächen aus Kupfer und Messing, deren Wandstärken ja im Mittel nicht sehr voneinander abweichen und daher unberücksichtigt bleiben können. Für Eisenflächen mag man, auch mit der Begründung, daß sie sich meist stärker mit Kesselstein belegen als solche von Kupfer, den Wert von k_c etwa um 15 %, für dicke Bleiflächen um etwa 20 % verringern.

In der Tabelle 53 sind nach Gleichung (205) berechnete Werte von k_c für Anfangsgeschwindigkeiten des Dampfes von 1—65 m und der Kühlflüssigkeit von 0,001—4 m zusammengestellt. Diese Werke k_c gelten für die (erste) Kondensations-Periode.

Für die (zweite) Kühlungs-Periode, in der es sich um den Wärmeaustausch zwischen Kondensat und Kühlflüssigkeit, also zwischen zwei Flüssigkeiten, handelt, gilt ein anderes k_k.

Den Transmissions-Koeffizienten k_k für die Wärme-Übertragung zwischen zwei mit verschiedener Geschwindigkeit strömenden Flüssigkeiten entnehmen wir aus Gleichung (237) im Abschnitt XXII für Kupferrohre:

$$k_k = \frac{200}{\frac{1}{1+6\sqrt{v_{f1}}} + \frac{1}{1+6\sqrt{v_{f2}}}}$$

Hierin bedeutet v_{f1} die Geschwindigkeit der einen, v_{f2} die der anderen Flüssigkeit.

Die Tabelle 64 Seite 328 gibt nach dieser Gleichung (235) die Werte von k_k für Geschwindigkeiten der beiden Flüssigkeiten v_{f1} und v_{f2} von 0,001 bis 2 m.

Die Geschwindigkeit v_{f1} der aufsteigenden, sich erwärmenden Kühlflüssigkeit, gewöhnlich Wasser, kann in jedem Fall nach der Anfertigung des Apparates, meistens auch schon vorher bestimmt werden; sie ist gewöhnlich sehr gering. In Kühlwasser steigt das Wasser meistens nur mit einer Geschwindigkeit von 1—3 mm empor, obwohl es stets zu erstreben bleibt, eine größere zu erreichen und es gelingt bisweilen 150, ja 200 mm zu erzielen.

Abgesehen von der gleichmäßigen Anfangsgeschwindigkeit hat das Kühlwasser durch seine Erwärmung an den heißen Flächen noch besondere Strömungen, deren Geschwindigkeit abhängig von der Temperatur-Differenz, der absoluten Temperatur-Höhe, der Form der Kühlfläche sehr erheblich sein kann. Die Aufgangsgeschwindigkeit allein tut es also nicht und künstliche Bewegung ist recht wirkungsvoll. Je wärmer das Kühlwasser ist, desto leichter nimmt es Wärme auf: Siehe das Beispiel Seite 33.

Die Geschwindigkeit v_{f2} des im Kondensator herabfließenden Kondensates entzieht sich unserer Kenntnis. Sie ist meistens größer als die des Kühlwassers. Gewisse Beobachtungen lassen erwarten,

daß sie selten mehr als 1 m in der Sekunde beträgt; wir nehmen sie daher zu $v_{f_2} = 0{,}8$ an. Dies gilt für Kühlflächen, deren ganze Oberfläche von dem zu kühlenden Kondensat benetzt wird. In Wirklichkeit ist es beinahe die Regel, daß die Kühlflächen nur zum Teil benetzt werden. Daher muß man für vertikale Rohrflächen die berechneten Flächen etwa verdoppeln. Bei Schlangen-Kühlern, in denen die Flüssigkeit nur auf dem unteren Teil der inneren Rohrwand herabfließt, bleibt der größere obere Teil unbenutzt, daher muß die berechnete Kühlfläche H_k der Schlangen etwa verdreifacht werden.

c) Die Kondensations- und Kühlflächen H_c und H_k.

Nachdem im vorhergehenden die im wesentlichen die Größe der Kondensationsfläche H_c und Kühlfläche H_k bedingenden Faktoren ϑ_{mc} ϑ_{mk} k_c k_k festgestellt sind, kann nun die ganze erforderliche Fläche berechnet werden. Sie ist wie bekannt:

$$H_{ck} = H_c + H_k = \frac{C_c}{\vartheta_{mk}\, k_c} + \frac{C_k}{\vartheta_{mk}\, k_k} \quad . \quad . \quad . \quad (206)$$

Um nun die Bestimmung der in jedem einzelnen Fall erforderlichen Kondensations- und Kühlflächen zu erleichtern, haben wir die Tabelle 54 beigegeben, aus der ihre Größen für stündliche Kondensation und Kühlung von 100 kg Wasser und Alkoholwasserdampf abgelesen werden können.

Die Tabelle 54 besteht aus zwei Teilen, nämlich aus dem I Teil, der die Fläche H_c für die Kondensation von 100 kg Wasserdampf von 100°—60°—40°, und Alkohol-Wasserdampf von 80° (86,3% Gewicht) in 1 Stunde bei Dampf-Geschwindigkeiten von 1—64 m und bei Kühlwasser-Geschwindigkeiten von 0,001 bis 1,00 m angibt und dann aus dem II. Teile, in dem die zum Kühlen der Kondensate notwendigen Flächen H_k verzeichnet sind.

Bei der Benutzung der Tabelle 54 muß man daher zunächst aus ihren ersten Teilen die für die Kondensation nötige Fläche aufsuchen und hierzu aus den zweiten Teilen die für die Kühlung erforderliche Fläche (mit 2 oder 3 multipliziert) addieren.

Bei der Berechnung der Tabelle 54 ist angenommen worden, daß das Kühlwasser mit 10° eintritt; dies ist gewöhnlich seine Temperatur; ist das Wasser im besonderen Fall kälter, so kann man

die Fläche etwas verkleinern; ist es wärmer, so muß man sie nach Maßgabe der in der Tabelle 54 aufgestellten Temperatur-Differenzen vergrößern. Die Angaben gelten für Kupferheizflächen; Eisenheizfläche sei 10—20 %, Bleifläche 20—30 % größer. Für außergewöhnlich dicke Wände muß gleichfalls eine Zugabe stattfinden.

Die ersten Teile der Tabelle 54 gelten dann, wenn die ganze in den Kondensator geführte Dampfmenge verflüssigt werden soll; ist dies nicht der Fall, soll vielmehr nicht der ganze, sondern nur ein Teil des einströmenden Dampfes niedergeschlagen werden, ein anderer Teil aber den Kondensator noch als Dampf verlassen, so wächst die Leistung der Heizfläche bedeutend. Die Mehrleistung hängt von der Dampfgeschwindigkeit am Ausgang ab. Man lege in solchen Fällen die Summe der Anfangs- und Enddampfgeschwindigkeit der Rechnung zugrunde.

Die für die Kondensation des Dampfes von 40° mitgeteilten Kühlflächen halten wir für knapp; man tut gut, sie bei der Ausführung etwas größer als die Tabelle 54 angibt, zu wählen, etwa 15—20 %. Es scheint, als ob sehr verdünnter Dampf die Wärme weniger schnell überträgt als gespannter (sei es wegen der größeren Entfernung seiner Moleküle voneinander, sei es wegen der dadurch bedingten Trägheit). Die Tabelle 54 gilt, wenn der Dampf durch die Rohre, und das Wasser um diese fließt. Ist das Umgekehrte der Fall, so ist die Wasser-Geschwindigkeit günstigerweiße größer, die Dampf-Geschwindigkeit ungünstigerweise kleiner (aber meistens schwer festzustellen) und die Leistung der Kondensationsfläche wird etwas (etwa um 20 %) geringer als die Tabelle annimmt. Um soviel ist also dann auch die Fläche zu vergrößern.

Beispiel. Es sollen 100 kg Dampf von 100° kondensiert und auf 15° gekühlt werden. Das Kühlwasser hat anfangs 10° und soll mit 60° abfließen. Die Dampf-Eintritts-Geschwindigkeit sei $v_d = 30$ m, die Wassergeschwindigkeit sei $v_f = 0{,}002$ m.

Um 100 kg Dampf zu kondensieren, müssen ihm $(637-100)\ 100 = 53\,700$ Kalorien entzogen werden. Um 100 kg Wasser von 100° auf 15° zu kühlen, muß man ihm $(100-15)\ 100 = 8500$ Kalorien entziehen.

Nach Tabelle 52 sind für den vorliegenden Fall die Temperatur-Differenzen $\vartheta_{mc} = 58{,}7°$ und $\vartheta_{mk} = 27{,}7°$ und der Transmissions-Koeffizient ist nach Tabelle 53 in der ersten Periode (Kondensation) $k_c = 830$ und in der zweiten Periode (Kühlung), nach Tabelle 63 $k_k = 212$.

Fortsetzung siehe Seite 287.

Tabelle 54.

I. Teil.

Erforderliche Kühlflächen H_c und H_k in qm
von 100 kg Wasserdampf von 100°,
„ „ „ „ „ 40°,
bei Dampf-Eintritts-Geschwindigkeit v_d von 1 bis 64 m
Kühlwasser-Anfangs-Temperatur $t_{ka} = 10°$
Kondensataustritt 2—25° über

Wasserdampf von 100°

Dampf-Eintritts-Geschwindigkeit v_d	Kühlwasser-Geschwindigkeit v_f	Kühlwasser-End-Temperatur t_{ke} 20	30	40	50	60	70	80
		Erforderliche Kühlfläche H_c in qm						
1.0	0,001	4,29	4,62	5	5,45	6.20	6,90	8,40
	0,009	3,43	3,69	4	4,36	4,96	5.52	6,72
	0,020	2,86	3,08	3,24	3,64	4,14	4,60	5,60
	0,210	1,43	1,54	1,67	1,82	2,07	2,30	2,80
	1,000	0,86	0,93	1,00	1,09	1,24	1,40	1,68
1,5	0,001	3,52	3,78	4,10	4,47	5,10	5,66	7,00
	0,009	2,81	3,00	3,28	3,58	4,08	4,53	5,60
	0,020	2,36	2,52	2,74	2.98	3,40	3,78	5,34
	0,210	1,18	1,26	1,37	1,49	1,70	1,89	2,67
	1,00	0,71	0,76	0,82	0,89	1,02	1,13	1,40
2	0,001	3,01	3,27	3,54	3,83	4,40	4 90	6,00
	0,009	2,41	2,61	2,83	3,06	3,52	3,92	4,80
	0,020	2,02	2,18	2,36	2,56	2.94	3,28	4,00
	0,210	1,01	1,05	1,18	1,28	1,47	1,64	2,00
	1,00	0,61	0.66	0,71	0,77	0,88	0,98	1,20
4	0,001	2,15	2,31	2,50	2,73	3,10	3,45	4,20
	0,009	1,72	1,85	2,00	2,18	2,48	2,76	3.36
	0,020	1,44	1,54	1,66	1,82	2,08	2,30	2,80
	0,210	0,72	0,77	0,83	0,91	1,04	1,15	1,40
	1.000	0,43	0.46	0,50	0.55	0,62	0,70	0,84
9	0,001	1,43	1,54	1,67	1,82	2,07	2,30	2,80
	0,009	1,14	1,25	1,50	1,38	1,66	1,84	2,24
	0,020	0,90	1,02	1,12	1,22	1,38	1,54	1,88
	0,210	0,45	0,51	0,56	0,61	0,69	0,77	0,94
	1.000	0,29	0,31	0,36	0,37	0,42	0,46	0,56
10	0,001	1,08	1.16	1,25	1,36	1,55	1,73	2,10
	0,009	0,86	0,95	1,00	1,09	1.24	1,38	1,68
	0,020	0,58	0,64	0,68	0,74	0,84	0,92	1,12
	0,210	0.29	0,32	0,34	0,37	0,42	0,46	0,56
	1,000	0,22	0,24	0,25	0,27	0,31		0,42

Tabelle 54.

I. Teil.

zum Kondensieren und Kühlen in 1 Stunde
von 100 kg Wasserdampf von 60°
„ „ „ Alkoholwasserdampf von 80° (86,3 Gew. %)
Kühlwasser-Geschwindigkeiten v_f von 0,001 bis 1,00 m
Kühlwasser-End-Temperatur $t_{ke} = 20—80°$
Kühlwasser-Anfangs-Temperatur.

(Atm. Spannung) $c = 537$

Dampf-Eintritts-Geschwindigkeit v_d	Kühlwasser-Geschwindigkeit v_f	Kühlwasser-End-Temperatur t_{ke} 20	30	40	50	60	70	80
zur Kondensation von 100 kg Dampf in 1 Stunde								
20	0,001	0,96	1,04	1,12	1,22	1,38	1,54	1,88
	0,009	0,77	0,83	0,97	0,97	1,10	1,23	1,50
	0,020	0,64	0,70	0,75	0,82	0,90	1,02	1,26
	0,210	0,32	0,35	0,38	0,41	0,45	0,51	0,63
	1,000	0,20	0,21	0,23	0,25	0,28	0,31	0,38
25	0,001	0,86	0,93	1,00	1,09	1,24	1,38	1,68
	0,009	0,71	0,75	0,80	0,87	1,00	1,10	1,34
	0,020	0,58	0,62	0,67	0,72	0,64	0,90	1,12
	0,210	0,29	0,31	0,34	0,36	0,32	0,45	0,56
	1,000	0,17	0,19	0,20	0,22	0,25	0,28	0,34
30	0,001	0,78	0,84	0,92	1,00	1,15	1,26	1,54
	0,009	0,62	0,67	0,73	0,80	0,92	1,00	1,23
	0,020	0,52	0,56	0,62	0,67	0,76	0,84	1,04
	0,210	0,26	0,28	0,31	0,34	0,38	0,42	0,52
	1,000	0,16	0,17	0,19	0,20	0,23	0,26	0,31
36	0,001	0,72	0,77	0,83	0,91	1,04	1,15	1,40
	0,009	0,57	0,61	0,66	0,73	0,83	0,92	1,12
	0,020	0,48	0,52	0,56	0,62	0,76	0,78	0,95
	0,210	0,24	0,26	0,28	0,31	0,38	0,39	0,47
	1,000	0,15	0,16	0,17	0,19	0,21	0,23	0,28
49	0,001	0,62	0,66	0,72	0,78	0,89	1,00	1,20
	0,009	0,50	0,53	0,58	0,62	0,72	0,80	0,96
	0,020	0,42	0,44	0,48	0,58	0,60	0,68	0,80
	0,210	0,21	0,22	0,24	0,29	0,30	0,34	0,40
	1,000	0,13	0,14	0,15	0,16	0,18	0,20	0,24
64	0,001	0,54	0,58	0,63	0,68	0,78	0,87	1,05
	0,009	0,44	0,47	0,51	0,55	0,62	0,71	0,84
	0,020	0,36	0,38	0,42	0,46	0,52	0,58	0,70
	0,210	0,18	0,19	0,21	0,23	0,26	0,29	0,35
	1,000	0,11	0,12	0,13	0,14	0,18	0,18	0,21

Wasserdampf von 60°						Wasserdampf v. 40°		
Dampf-Eintritts-Geschwindigkeit v_d	Kühlwasser-Geschwindigkeit v_f	Vakuum = 611 mm, c = 564				Vak. = 705 mm, c = 577		
		Kühlwasser-End-Temperatur t_{ke}						
		20	30	40	50	20	30	35
		Erforderliche Kühlfläche H_c zur Kondensation von 100 kg Dampf in 1 St.						
4	0,001	4,05	4,68	5,50	7,14	6,76	10,20	13,42
	0,009	3,24	3,90	4,20	5,85	5,41	8,16	10,73
	0,020	2,70	2,12	3,68	4.76	4,52	6,80	8,96
	0,210	1,35	1,56	1,84	2,38	2,26	3,40	4,48
	1,000	0.81	0,94	1,10	1,45	1,36	2,04	2,69
9	0,001	2,70	3,13	3,70	4,76	4.51	6,80	8,95
	0,009	2,16	2,50	2,96	3,81	3,61	5,44	7,16
	0,020	1,80	2,10	2,48	3,18	3,02	4,54	5,98
	0,210	0,90	1,05	1,24	1,59	1,51	2,27	2,99
	1,000	0,54	0,63	0,74	0,96	0,91	1,36	1,79
16	0,001	2,03	2,34	2,75	3,57	3,38	5,10	6,70
	0,009	1,62	1,87	2,20	2,86	2,71	4,08	5,16
	0,020	1,36	1,56	1,84	2,38	2,26	3,40	4,46
	0,210	0,68	0,78	0,92	1,19	1,13	1,70	2,23
	1,000	0,41	0,47	0,55	0,72	0,68	1,02	1,34
25	0,001	1,62	1,88	2,22	2,86	2,71	4,08	5,37
	0,009	1,30	1,50	1,77	2,31	2,19	3,26	4,30
	0,020	1,08	1,26	1,48	1,92	1,86	2,72	3,58
	0,210	0,54	0,63	0,74	0,96	0,93	1,36	1,79
	1,000	0,33	0,38	0,44	0,58	0,55	0,82	1,08
36	0,001	1,36	1,57	1,86	2,38	2,26	3,40	4,48
	0,009	1,09	1,26	1,51	1,90	1,81	2,72	3,59
	0,020	0,92	1,06	1,24	1,58	1,52	2,28	2,98
	0,210	0,46	0,53	0,62	0,79	0,76	1,14	1,49
	1,000	0,27	0,32	0,38	0,48	0,46	0,68	0,90

Alkohol-Wasserdampf v. 80° (80 Gew. % = 90 Vol. %)							
Dampf-Eintritts-Geschwindigkeit v_d	Kühlwasser-Geschwindigkeit v_f	c = 252					
		Kühlwasser-End-Temp. t_{ke}					
		20	30	40	50	60	70
		Erforderl. Kühlfläche H_c zur Kondensat. v. 100 kg Dampf in 1 St.					
1	0,001	2,60	3,03	3,33	3,87	4,59	6,18
	0,009	2,08	2,42	2,66	3,11	3,67	4,95
	0.020	1,74	2,02	2,22	2,58	3,06	4,12
	0,210	0,87	1,01	1,11	1,29	1,53	2,06
	1,000	0.52	0,61	0,66	0,78	0,92	1,24
2	0,001	1,84	2,15	2,36	2,74	3,25	4,38
	0,009	,47	1,72	1,89	2,19	2,60	3,50
	0,020	1.24	1,44	1,58	1,84	2,18	2,98
	0.210	0,62	0,72	0,79	0,92	1,09	1,49
	1,000	0,37	0,42	0,48	0,55	0,65	0,88
4	0,001	1,30	1,57	1,67	1,94	2,30	3,09
	0,009	1,04	1,26	1,34	1,55	1,84	2,47
	0.020	0,88	1,06	1,12	1.30	1,54	2,06
	0,210	0,44	0,53	0,56	0,65	0,77	1,03
	1,000	0,26	0,32	0,34	0,39	0,46	0,62
6	0,001	1,04	1,21	1,33	1,55	1,84	2,47
	0.009	0,83	0,96	1,06	1,24	1,47	1,97
	0,020	0,70	0,82	0,90	1,06	1,24	1,66
	0.210	0.35	0,41	0,45	0,53	0,62	0,83
	1,000	0,21	0,24	0,27	0,32	0,37	0,50
9	0.001	0,87	1,01	1,11	1,29	1,53	2,06
	0.009	0,71	0,81	0,89	1.02	1,22	1,65
	0,020	0,58	0,68	0,74	0,86	1.04	1,38
	0,210	0,29	0,34	0,37	0,43	0,52	0,69
	1.000	0,18	0,21	0,22	0,26	0,31	0,42

Kühlwasser-Geschwindigkeit	Kühlfläche H_k zum Kühlen											Kühlwasser-Geschwindigkeit
	von 100 kg kondensiertem Wasserdampf von 100° in 1 Stunde						von 100 kg kondensiertem Wasserdampf von 60° (611 mm Vak.) in 1 Stunde					
	Temperatur-Differenz zwischen Kühlwasser-Eintritt und Kondensat-Austritt											
vf	2°	5°	10°	15°	20°	25°	2°	5°	10°	15°	20°	vf
	Quadratmeter Kühlfläche											
0,001	2,00	1,52	1.15	0,92	0,80	0,70	1,60	1,18	0,83	0,63	0,50	0,001
0,009	1,60	1,21	0,92	0,73	0,64	0,56	1,28	0,95	0,66	0,54	0,40	0,009
0,020	1,40	1,06	0,81	0,64	0,56	0,49	1,12	0,83	0,58	0,44	0,35	0,020
0,210	0,86	0,65	0,48	0,40	0,35	0,31	0,69	0,51	0,36	0,27	0,22	0,210
1,000	0,60	0,46	0,34	0,28	0,24	0,21	0,48	0,35	0,25	0,19	0,15	1,000
	von 100 kg kondensiertem Wasserdampf von 40° (705 mm Vak.) in 1 Stunde						von 100 kg kondensiertem Alkoholwasserdampf v. 80° (= 86,3 Gew. %) in 1 St.					
	Quadratmeter Kühlfläche											
0,001	1,40	0,90	0,56	0,36	0,22	—	1,35	1,07	0.80	—	—	0,001
0,009	1,12	0,72	0,45	0,29	0,18	—	1,08	0,86	0,64	—	—	0,009
0,020	0,98	0.63	0,40	0,25	0,16	—	0,95	0,75	0,56	—	—	0,020
0,210	0,60	0,39	0,24	0,16	0,10	—	0,58	0,46	0,35	—	—	0,210
1,000	0,42	0,27	0,16	0,11	0,06	—	0,41	0,32	0,24	--	—	1,000

Die Kühlfläche für die (erste) Kondensationsperiode ist also:

$$H_c = \frac{C}{k_c \vartheta_{mc}} = \frac{53\,700}{830 \,.\, 58{,}7} = 1{,}13 \text{ qm}$$

Die Kühlfläche für die (zweite) Kühlungsperiode wäre:

$$H_k = \frac{C}{k_k \,.\, \vartheta_{mk}} = \frac{8500}{212 \,.\, 27{,}7} = 1{,}44 \text{ qm}$$

wenn sie ganz benutzt würde.

Kühlwasser-Anfangs-Temperatur $t_{k'} = 10°$ angenommen.

Diese Kühlflächen gelten für ganz benetzte Flächen. Bei vertikalen Rohrkühlern müssen diese Flächen wenigstens verdoppelt, bei Schlangenkühlern verdreifacht werden.

Der Kühler soll aber aus einem Schlangenrohr gebildet werden und daher muß die Kühlfläche H_k auf etwa $3 \,.\, 1{,}44 = 4.32$ qm vergrößert werden, da nur etwa ihr dritter Teil wirklich in Funktion tritt. Die Gesamtfläche ist also:

$$H_{ck} = 1{,}13 + 4{,}32 = 5{,}45 \text{ qm}.$$

Da man in vielen Fällen der Praxis bei der Konstruktion der Apparate die ursprüngliche Wassertemperatur nicht kennt, und auch manche andere Umstände vorher nicht genau bestimmen kann, so ist es notwendig, diese Dinge nach freiem Ermessen vorauszusetzen; ganz zweckmäßig erscheinen dann die folgenden Annahmen:

	Wasserdampf			Alkoholwasserdampf
Der zu kondensierende Dampf hat . .	100°	60°	40°	80°
Er trete in das Schlangenkühlrohr mit der Geschwindigkeit . . . $v_d =$	30—50	40—60	45—65	4—5 m
Er trete in den Rohrkühler mit $v_d =$	20—30	20—30	25—35	2—3 m
Die Wasserbewegung sei so groß wie möglich, wenigstens . . . $v_{f_1} =$	0,001	0,001	0,001	0,001
Die Wassereintrittstemperatur werde angenommen . . . . . $t_{ka} =$	10°	10°	10°	10°
Die Wasseraustrittstemperatur werde angenommen . . . . . $t_{ke} =$	70°—80°	40°—50°	30°	60°
Das Kondensat werde abgekühlt bis auf . . . . . $t_{we} =$	15°	15°	15°	12°

Zur Bequemlichkeit für ähnliche Rechnungen sind noch zwei Tabellen beigegeben, deren erste Tabelle 55 das Gewicht an Wasserdampf von 100°—60°—40°—35°, ferner an Alkoholdampf, Ätherdampf und Luft lehrt, das in einer Stunde bei 1 m Geschwindigkeit durch Rohre von 10—100 mm Drm. strömt.

Bei jeder anderen Geschwindigkeit v_d ist das durchströmende Dampfgewicht v_d mal so groß.

Die andere Tabelle 56 gibt die Wassermenge, welche in einer Stunde bei 0,001 m Geschwindigkeit in Gefäßen von 300—1250 mm Drm. aufsteigt. Bei der Geschwindigkeit v_{f_1} ist das Wasserquantum dann v_{f_1} mal so groß. Ist das Wasserquantum und der Gefäßdurchmesser bekannt, so gibt die Tabelle 56 die Geschwindigkeit v_{f_1}.

Bei den Oberflächenkondensatoren der Schiffs- und auch anderer Maschinen, deren Kühlfläche meistens aus dünnen Messingrohren besteht, durch die das Kühlwasser strömt, soll der Dampf nur kondensiert und dann nur sehr wenig unter die Dampftemperatur gekühlt werden, weil er als möglichst warmes Speisewasser dienen soll. Eine geringe Unterkühlung ist freilich erforderlich, um spätere

Dampfentwickelung zu vermeiden. Bei diesen Kondensatoren handelt es sich daher in der Hauptsache nur um die (erste) Kondensationsperiode, während die (zweite) Kühlungsperiode kaum eintritt.

Weil der Dampf in diesen Kondensatoren nicht durch die Rohre, sondern um ganze Bündel davon strömt, so ist seine Bewegung nicht zwangsläufig an der Kühlfläche und deshalb seine Geschwindigkeit nicht gut zu bestimmen. Nichtsdestoweniger übt diese und die Dampfdichte ebenso wie die Geschwindigkeit des Wassers durch die Kühlrohre und die Häufigkeit von dessen Richtungsänderung (Gangzahl) einen Einfluß auf die Größe von k_c.

Eine alle diese Umstände berücksichtigende und daher für die meisten Fälle richtige Gleichung für k_c kann aber noch nicht angegeben werden.

Von zahlreichen an Oberflächenkondensatoren ausgeführten Versuchen berichtet Prof. E. Josse, Charlottenburg, in einem Vortrag in der schiffbautechnischen Gesellschaft 1908. Diese Versuche zeigten, daß der Transmissionskoeffizient k_c mit wachsender Bewegung des Kühlwassers, sei diese durch schnelles Strömen oder durch künstlich erzeugte Wirbelung hervorgerufen, wächst, sie zeigten aber auch, daß an den Stellen des Kondensators, an denen sich Luft ansammelt, die Wärmeübertragung sehr gering ist und zwar um so geringer, je dünner die Luft ist.

An den Stellen der Kondensatoren, an denen im wesentlichen Dampf kondensiert wurde, wurde gefunden, bei Wassergeschwindigkeiten:

$v = 0{,}200 \quad 0{,}390 \quad 1{,}00$ m

$k_c = 2000$ bis 4000 ja bis 5380 WE.

Unten aber, da wo verdünnte Luft sich sammelt, zeigte sich:

bei $v = 0{,}390 \quad 0{,}250 \quad 0{,}20$ m

$k_c = 1000$ bis 500 ja bis 80 WE.

Beobachtungen. Prof. R. L. Weighton [1]) veröffentlicht von ihm ausgeführte zahlreiche Versuche an kleinen Schiffskondensatoren, von denen eine Anzahl umgerechnet und hier mitgeteilt wird. Auch bei diesen ist eine regelmäßige Wirkung der Wassergeschwindigkeit auf die Wärmeübertragung nicht zu erkennen. Viele Werte von k lassen sich auch hier durch die Formeln $k = 4 \cdot v \sqrt[8]{\gamma}$ ausdrücken. Dagegen finden sich bei einzelnen unerklärte Widersprüche. Herr Weighton empfiehlt, die Größe der Luftpumpe

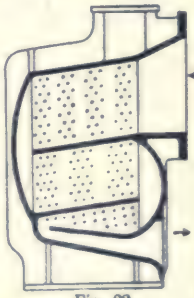


Fig. 22.

[1]) Institution of naval Architects, 1906.

Prof. R. L. Weightons Versuchs-

1	2	3	4	5	6	7
Kondensator-Maße	Dampf: p. 1 St. u. 1 qm kond. Fl. kg	Vakuum mm	Temp. °C	in 1 kg WE	p. 1 St. u. 1 qm kond. Fl. cbm	Gewicht von 1 cbm
9,29 qm. Rohre $^5/_8$". Teilung 1". Länge 1220. Gänge 4.	35,18	734,5	26,1	615	1510	0,024
	57,30	726,9	30,8	616	1776	0,032
	59,24	722,5	33	616,8	1703	0,035
	84,08	720	34	617	2134	0,038
	57,18	716,5	35,2	617,5	1329	0,040
	34,64	703,5	41	619	657	0,052
	18,40	663	51	620,3	600	0,085
	25,76	443	77,5	629,1	319	0,265
9,29 qm. Rohre $^5/_8$". Teilung 1". Länge 1220. Gänge 4.	54,17	728,8	30	615,6	1731	0,031
	86,08	715,0	36	617,2	2150	0,041
	35,30	713,6	36,7	617	847	0,043
	34,65	712,5	37,5	617,5	830	0,044
	28,55	694	45,2	620,4	427	0,067
	96,04	688,6	46,6	620,5	1344	0,071
	49,68	682	47,2	620,4	700	0,070
	87,94	468,2	75	629,5	352	0,244
5,77 qm. Rohre $^5/_8$". Teilung 1". Länge 760. Gänge 4.	91,06	736,5	25	614	3912	0,023
	59,04	731,5	28	615	1976	0,027
	59,24	713,7	36,7	617,5	1416	0,044
	60,65	709,2	39	618	1020	0,050
	173,8	688,3	46,6	620,5	2431	0,071
	57,10	675,6	49	621	741	0,077
	94,96	670,2	50	621,5	1803	0,082
	180,07	624,7	57	624	1458	0,121
5,77 qm. $^5/_8$". 1". Länge 1220. Gänge 4.	172,41	705	40	618,7	3361	0,051
	50,51	663	50,1	622	600	0,085
	158,21	602	61	625	1137	0,135
	72,61	566,5	65,9	626,5	435	0,169
15,7 qm. Rohre $^3/_4$. Teilung $^{17}/_{16}$". Länge 1220. Gänge 2.	20,45	725,5	31	615,5	640	0,032
	21,86	721,5	33,5	617	612	0,036
	52,56	683	47,5	620,5	735	0,071
	26,40	674	49	621	262	0,078
	59,58	665,8	49,8	621,8	708	0,084
	28,64	617,2	59	617,2	228	0,130

Resultate an Schiffskondensatoren.

8	9	10	11	12	13	14
	Wasser zum Kühlen			Temp.-Differenz	Kalorien p. 1 qm 1 Stunde u. 1 ° C Diff.	
Kondens. Wasser ° C	Eintritt ° C	Austritt ° C	Geschwindigkeit	ϑ_m ° C	beobachtet k	berechnet $k = A \cdot v \sqrt[3]{\gamma}$
24,8	7,75	14,5	1,382	12,3	1700	1800
30,1	7,8	26	0,869	11,5	2090	2600
30,9	7,75	18	1,398	19,81	1750	1703
32,2	7,5	24	1,357	17,27	2800	2130
35,2	7,9	31,25	0,622	13,09	1329	1770
33,2	8	33,5	0,387	17,1	1180	970
50	7,5	45,7	0,375	18,4	1568	1056
77,5	7,75	72	0,378	25,76	1850	828
22,3	7,75	19.2	1,946	16	2008	2077
31,3	8	27,4	1,942	16,4	3076	2850
26,5	7,8	23,5	0,918	20,3	1025	847
18,2	7,5	14,9	1,958	18,19	1143	1152
38,9	8,7	37	0,366	18,4	900	683
39,6	7,8	38,5	1,284	20,6	2710	1930
43,5	8,4	42,5	0,554	16,5	1735	1128
74	8,25	71	0,579	23	2131	870
24	6,2	16,5	1,976	12,78	4150	4370
18,3	6	13	1,976	18,2	1950	2370
33	6	31,1	0,552	14,7	2350	1982
28,9	5,6	12,2	1,370	30	1191	1468
38,5	5,2	25.1	1,412	29,97	2370	3880
40,3	5,8	39,5	0,372	28,5	1165	1259
46	7	42,4	0,550	20	2785	3100
55,5	5,6	40,1	0,863	30,84	3310	2900
31,1	4,4	24.6	1.988	24	4210	4560
50	7,5	45,7	0.375	16,2	1780	1062
61	4.6	54.3	0,729	23	3910	2500
65,1	7,6	60,8	0,378	21,9	1860	960
20,2	10,5	17,4	0,299	16,8	725	800
29	10,5	20,3	0,314	17,93	717	783
48,6	10	27.1	0,314	28,5	1062	1175
45,3	10,7	35,6	0.082	26,4	444	448
51,2	10	29,3	0,311	28,2	1204	1246
59	10,5	46,4	0,082	22,3	626	456

Beobachtungen.

Schiffskondensatoren. Alle Messingrohre 26 × 17 cm. — Dampfkondensat

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Kondensatoren			Dampf pro					
Rohr		innere	pro	pro				
Zahl Stück	Länge mm	Fläche qm	Stunde kg	1 qm kg	Vakuum mm	Temp. ° C	cbm pro 1 kg	*WE* pro 1 kg
2546	4000	512	43054	84,09	682,2	42	13,5	586
,,	,,	,,	28988	56,60	673	44	12,5	586
,,	,,	,,	15527	30,32	627,4	57	8,58	588
3712	3404	635	56379	88,7	629	56	8,7	588
,,	,,	,,	37779	59,5	715,3	35	24	582
,,	,,	,,	17097	28,5	705,8	39	20	583
,,	,,	,,	27086	42,65	699,5	41	15,5	584
3887	3300	640	54847	85	695,1	46	14,9	585
,,	,,	,,	37527	58,2	657,1	52,5	10,8	587
,,	,,	,,	29272	45,4	612,5	60	7,7	590
,,	,,	,,	11366	17,6	650	53	10,6	587
3320	3300	550	59579	108,3	643,3	55	9.6	588
,,	,,	,,	26251	47,81	680,6	47	13,8	586
,,	,,	,,	15701	28,55	671,4	49	12,3	587
,,	,,	,,	8599	15,64	648,1	54	10,1	589
2834	3255	464	36510	78,7	659,5	52	11,1	587
,,	,,	,,	25215	54,4	646,4	55	10,1	588
,,	,,	,,	6581	14,2	595,1	62	7,2	590

so zu bestimmen, daß sie für 1 kg Dampf 43,7 Liter ansaugt, was nach unserer Betrachtung erheblich zu klein ist und nur für kleine Verhältnisse und absolute Dichtigkeit passen könnte. Auch seine Angaben über den Wasserverbrauch scheinen anzweifelbar. Nach diesen sollen (bei 98 kg Dampfkondensation pro 1 qm Kühlfläche und Stunde) 24 kg Kühlwasser von 10° für 1 kg Dampf von 723,9 mm Vakuum (= 585,6 WE — 32° C) ausreichen, würden aber dann 2,4° über die Dampftemperatur erwärmt werden müssen. Mit 28 kg Wasser von 10° für 1 kg Dampf derselben Art sollen pro qm und Stunde 176 kg Dampf kondensiert werden.

In der Tabelle auf den Seiten 290 u. 291 zeigt die Spalte 13 die beobachteten, Spalte 14 die nach der Gleichung $k = 4 \,.\, v \,.\, \sqrt[8]{\gamma}$ berechneten WE.

Beobachtungen an einer Anzahl von Schiffskondensatoren im Betriebe gibt die Tabelle auf den Seiten 292 u. 293.

Ein Einfluß der Wassergeschwindigkeit auf den Transmissionskoeffizienten k ist wohl zu bemerken, aber er scheint gering und kaum regel-

ca. 38° C. — Das Kühlwasser geht durch die Rohre einmal hin und einmal her.

10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
1 Stunde		Wasser					Temp.-Diff.	Trans.-Koeff. k	
WE pro 1 qm	cbm pro 1 qm	Liter pro Stunde	Querschnitt qdm	Eintritt ° C	Austritt ° C	Geschw. m	ϑ_m ° C	beobachtet WE	berechnet WE
49613	1135	1104	25,6	18,4	24,9	4,324	20,99	2340	1816
33394	707,5	500	„	18,7	28,2	1,95	19,92	1658	1159
17889	260,1	439	„	17,4	23,3	1,714	36,46	492	485,4
52333	717,7	471	37,3	4	23,6	1,263	41,49	1257	1312
35105	1428	275	„	2	24,5	0,737	19,80	1749	1905
16815	540	167,1	„	2	17,3	0,448	28,86	545	699,5
25163	661,1	248,3	„	2	19,8	0,666	29,37	830	1007
50150	1199	557,4	39,1	13	30	1,426	23,69	1996	1681
34338	628,7	384,3	„	12	28	0,984	32,07	1069	1077
26786	352,2	267	„	11	29	0,682	39,39	685	671
10384	188,2	156,3	„	11,2	23,3	0,400	35,49	294	330
63897	1040	336	33,38	6	36	0,977	31,16	2044	1862
28308	688,7	134	„	5,5	37,6	0,402	22,13	1264	1104
16846	351,2	118	„	4,5	26,2	0,353	31,53	532	533,4
9228	157,8	71,9	„	5,6	25,2	0,216	36,63	254	276,5
46433	873,3	148,5	28,5	10	29	1,745	35,66	1300	1390
32096	548,9	285,7	„	9,5	24	1,000	38,04	794	982,9
8378	102,2	359,5	„	15	18	1.258	45,59	184	202,5

mässig. Übrigens ist die Art der Berührung der Kühlwände durch den Dampf schwer systematisch zu erklären. Auch sind die Beobachtungen wohl nicht fehlerfrei weil ohne Absicht für vorliegende Betrachtung gemacht.

Der beobachtete Transmissions-Koeffizient (Spalte 18) scheint hier im wesentlichen von dem Dampfvolumen abzuhängen, das auf 1 qm Kühlfläche pro Stunde strömt und etwas auch von dem spezifischen Gewicht des Dampfes. Man kommt auf ziemlich passende Zahlen (Spalte 19) mit Hilfe der Gleichung $k = 3{,}81 \sqrt[4]{\gamma}\, v$, in der γ das Gewicht von 1 cbm Dampf bei der herrschenden Luftleere und v das Dampfvolumen angibt, das pro Stunde auf 1 qm Kühlfläche (im Mittel) stößt.

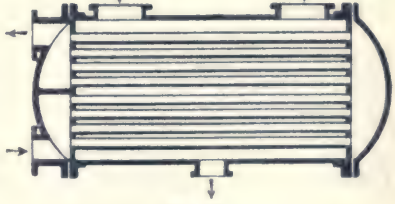


Fig. 23.

d) Bestimmung der Kühlrohrabmessungen d und l.

Ebenso wie für die Verdampfungsrohre (Abschn. VIII, Tabelle 13) besteht auch für die Kondensationsrohre, in denen Dampf niedergeschlagen werden soll, das Bedürfnis, nicht nur ihre Kühlfläche H_c sondern auch ihre zweckmäßige Abmessung, d. h. ihre Länge und ihren Durchmesser zu bestimmen, da zu lange Rohre am Ende wirkungslos bleiben.

Aus der Bedingung, daß die von dem Kondensationsrohre in der Zeiteinheit an das Kühlwasser abgegebene Wärmemenge gleich sein muß der Verdampfungs- resp. Kondensationswärme des eingeführten Dampfes, entsteht die Gleichung:

$$H_c\, k_c\, \vartheta_{mc} = \frac{d^2\,\pi}{4} v_d \,.\, 3600 \,.\, c \,.\, \gamma \quad . \quad . \quad . \quad (207)$$

Die Werte für H_c und k_c eingesetzt

$$d \,.\, \pi \,.\, l \,.\, 750 \,.\, \sqrt[2]{v_d}\ \sqrt[3]{0{,}007 + v_f}\ \vartheta_{mc} = \frac{d^2\,\pi}{4} v_d \,.\, 3600 \,.\, c \,.\, \gamma$$

woraus dann folgt v_d:

$$\frac{l}{d} = 1{,}2\,\frac{c \,.\, \gamma}{\vartheta_m}\,\frac{\sqrt[2]{v_d}}{\sqrt[3]{0{,}007 + v_f}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (208)$$

Aus dieser Gleichung kann man für jeden speziellen Fall das vorteilhafteste Verhältnis der Länge zum Durchmesser der Kondensationsrohre bestimmen.

Die große Zahl der durch die vielen veränderlichen Faktoren möglichen Variationen bedingt auch hier eine beschränkte Auswahl der in eine Tabelle zu bannenden Fälle.

In der Tabelle 57 sind mit Hilfe der Gleichung (208) die Rohrverhältnisse $\frac{l}{d}$ zusammengestellt für zu kondensierende Wasserdämpfe von 134°, 121°, 100°, 60°, 40° und Alkoholwasserdampf von 80° (= 86,3 Gew.-Proz. = 90,4 Vol.-Proz.), die mit $v_d = 4$ bis 64 m Geschwindigkeiten in die Rohre eintreten, für Wassergeschwindigkeiten von $v_f = 0{,}001$—3,0 m und mittlere Temperatur-Differenzen $\vartheta_m = 10°$ bis 70°.

Bei der Benutzung der Tabellen verfährt man folgendermaßen:

Nach Feststellung der erwünschten Dampf-Eintritts-Geschwindigkeit v_d sucht man in Tabelle 55, durch eine leichte Rechnung den für das zu kondensierende Dampfquantum passenden Rohr-

durchmesser d. Aus den bekannten oder angenommenen Kühlwasser-Eintritts- und Austritts-Temperaturen ergibt ferner die Tabelle 52 die Temperatur-Differenz in beiden Perioden: der Kondensation und Kühlung. Die Tabelle 57 lehrt hieraus das richtige Verhältnis der Rohrlänge zum Durchmesser.

Die Größe der entstehenden Kondensationsflächen H_c kann dann aus den Rohrmaßen berechnet werden.

Die für die Kühlung erforderliche Fläche H_k ist aus dem II. Teil der Tabelle 54 abzulesen und für den Gebrauch mit 2 oder 3 zu multiplizieren.

Alle diese Angaben und Tabellen gelten für kupferne und messingene Rohre; für eiserne oder bleierne müssen die schon öfter erwähnten Zuschläge gemacht werden.

Enthalten die Flüssigkeiten oder die Dämpfe Öl, so ist, weil dies sich an die Wände legt und die Wärmeleitung sehr vermindert, die berechnete Heizfläche bei der Ausführung etwa zu verdoppeln.

Die Angaben beziehen sich nur auf Rohre von kreisrundem Querschnitt, weil dies die am meisten gebrauchten sind; für andere Rohre müssen andere Maße gewählt werden.

Beispiel. Es sind 300 kg Dampf von 100° durch Wasser, das sich dadurch von 10° auf 70° erwärmt, zu kondensieren und auf 20° abzukühlen.

Die Dampf-Eintritts-Geschwindigkeit nehmen wir mit ca. 40 m und die Kühlwasser-Anfangs-Geschwindigkeit $v_f = 0{,}001$ m an.

Nach Tabelle 55 gehen durch ein Rohr von 65 mm l. W. in 1 Stunde bei 42 m Geschwindigkeit 300 kg. Wir wählen das Rohr also 65 mm weit.

Die Tabelle 52 lehrt, daß unter den oben angeführten Umständen die mittlere Temperatur-Differenz beim Kondensieren $\vartheta_{mc} = 52{,}5°$ und beim Kühlen $\vartheta_{mk} = 34{,}3°$ ist.

So folgt aus Tabelle 57 (Interpolation) $\frac{l}{d} = 242$, daher ist die Rohrlänge für Kondensation: $l = 0{,}065 \,.\, 242 = 15{,}73$ m, und die Kondensationsfläche $H_c = 3{,}21$.

Die Kühlfläche muß nach Tabelle 54 sein: $H_k = 3 \,.\, 3 \,.\, 1{,}15 = 10{,}50$ qm, d. h. das Rohr von 65 mm Drm. muß $l = 50{,}8$ m lang sein. Die ganze Kondensations- und Kühlschlange hat also eine Länge von $15{,}73 + 50{,}8 = 66{,}53$ m und eine Fläche von $H_{ck} = 3{,}21 + 10{,}5 = 13{,}71$ qm.

Da es unmöglich ist alle vorkommenden Fälle zu vereinigen, so sind in der Tabelle 58 nur einige aus ihrer großen Zahl ausgewählt worden.

Tabelle 55.

Wasserdampf-Gewicht in kg, das 1 Stunde bei der Geschwindigkeit $v_d = 1$ m durch Rohre von 10—100 mm strömt.

Dampf-Druck Atm. abs.	Dampf-Temperatur °C	Rohrdurchmesser in mm												
		10	15	20	25	30	35	40	50	60	70	80	90	100
3	134	0,48	1,08	1,92	3,00	4,32	6,00	7,65	11,8	17,2	23,5	30,6	38,9	48,9
2,5	128	0,40	0,91	1,60	2,52	3,66	5,00	6,43	9,78	14,5	18,9	25,7	32,7	40,0
2	121	0,33	0,74	1,31	2,05	2,96	4,00	5,28	7,95	11,8	16,1	20,9	26,6	33,0
1,5	112	0,25	0,56	1,00	1,56	2,24	3,00	4,00	6,03	8,99	12,3	15,9	20,3	25,0
1	100	0,17	0,383	0,685	1,07	1,54	2,10	2,73	4,27	6,16	8,48	10,9	13,9	17,0
0,196	60	0 04	0,083	0,143	0,23	0,33	0,43	0,59	0,93	1,33	1,79	2,36	3,00	3,66
0,121	50	0,023	0,053	0,093	0,15	0,21	0,29	0,38	0,60	0,87	1,14	1,50	1,90	2,34
0,072	40	0,014	0,033	0,058	0,09	0,13	0,18	0,23	0,36	0,5	0,70	0,92	1,17	1,43
0,055	35	0,011	0,015	0,049	0,07	0,10	0,14	0,18	0,28	0,40	0,54	0,72	0,91	1,11
		Alkoholwasserdampf-Gewicht:												
1	80°	0,39	0,88	1,55	2,49	3,50	4,80	6,25	10,0	14,0	19,0	25,0	31,8	39,0
		Atherdampf-Gewicht:												
1	37,5°	0,80	1,70	3,10	5,00	7,00	9,60	12,5	20,0	30,0	41,0	53,0	66,0	82,0
		Luft-Gewicht:												
1	15°	0,35	0,78	1,38	2,16	3,11	4,21	5,54	8,65	12,5	16,9	21,1	28,0	34,6

Tabelle 56.

Wassergewicht W, das in 1 Stunde bei $v_f = 0{,}001$ m Geschwindigkeit in Gefäßen von 400—1250 mm Drm. aufsteigt.

Gefäßdurchm.:	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750
Wassergewicht W:	252	345	452	572	705	855	1017	1194	1385	1590
Gefäßdurchm.:	800	850	900	950	1000	1050	1100	1150	1200	1250
Wassergewicht W:	1800	2042	2289	2520	2820	3117	3420	3738	4068	4417

Tabelle 57.

Das Verhältnis $\frac{\text{Rohrlänge}}{\text{Rohrdurchmesser}} = \frac{l}{d}$ der kupfernen Kondensationsrohre (Schlangen) für Wasserdampf von 134°—121°—100°—60°—40° und Alkoholwasserdampf von 80° (86,3 Gew.-%) bei Dampf-Eintritts-Geschwindigkeiten von $v_d = 1 - 64$ m, — Kühlwasser-Geschwindigkeiten von $v_f = 0{,}001 - 3{,}0$ m und Temperatur-Differenzen zwischen Dampf und Kühlwasser $\vartheta_m = 10 - 70°$.

Kühlwasser-Geschwindigkeit	Temperatur-Differenz	Wasserdampf von 100° Dampf-Eintritts-Geschwindigkeit v_d							Kühlwasser-Geschwindigkeit	Temperatur-Differenz	Wasserdampf von 60° Dampf-Eintritts-Geschwindigkeit v_d						
v_f	ϑ_m	4	9	16	25	36	49	64	v_f	ϑ_m	4	9	16	25	36	49	64
		Verhältnis $\frac{l}{d}$									Verhältnis $\frac{l}{d}$						
0,001	70	55,7	82,5	111	139	166	195	220	0,001	50	18	26	35	44	53	62	71
	60	65	97	130	162	195	227	260		40	22	33	44	55	67	78	89
	50	78	117	156	195	234	273	312		30	29	44	59	74	88	103	118
	40	97	146	194	243	292	340	390		20	44	66	88	110	133	145	177
	30	130	195	260	325	390	455	520	0,009	50	14	21	28	36	43	50	57
0,009	70	44,6	67	89	111	133	156	178		40	18	26	35	44	53	62	71
	60	52	78	104	130	156	182	208		30	24	35	47	59	70	83	94
	50	62	93	125	156	187	218	249		20	35	53	71	89	106	124	142
	40	78	117	156	195	234	273	312	0,020	50	12	18	24	30	34	41	47
	30	102	156	208	260	312	364	416		40	15	22	30	37	44	52	59
0,020	70	37	55	74	93	117	130	148		30	20	30	40	50	59	69	79
	60	43	65	86	108	130	151	173		20	30	44	58	74	89	104	118
	50	52	78	104	130	156	182	208	0,210	50	6	9,1	12	15	17	20	24
	40	64	97	130	162	195	227	260		40	7,5	11	15	18	22	26	30
	30	87	130	173	216	259	303	346		30	10	15	20	25	30	35	40
0,210	70	19	28	37	46	55	65	75		20	15	22	30	37	44	52	59
	60	22	33	44	55	66	77	88	1,000	50	3,6	5,3	7,1	9	11	12	14
	50	26	39	52	65	78	91	104		40	4,4	6,7	8,9	11	13,3	15,5	17,7
	40	33	49	65	81	97	114	130		30	6	9	12	15	17	20	24
	30	44	65	86	108	130	152	173		20	8,9	13,2	17,7	22	27	31	35
1,000	70	11	16	22	28	34	40	45									
	60	13	19	26	33	39	46	52									
	50	16	23	31	39	47	55	62									
	40	20	29	39	49	59	69	76									
	30	26	39	52	65	78	91	104									
3,000	70	8	12	16	20	24	28	32									
	60	9	13,5	18	22,5	27	31,5	36									
	50	11	16	21	27	32	38	43									
	40	17,5	20,5	27	34	41	48	55									
	30	18	27	36	45	54	63	72									

Tabelle 57.

Wasser-Geschwindigkeit	Mittlere Temp.-Differenz	Wasserdampf von 121° (2 Atm. abs.) Dampfeintritts-Geschwindigkeit v_d in m							Wasserdampf von 134° (3 Atm. abs.) Dampfeintritts-Geschwindigkeit v_d in m						
v_f	ϑ_m	4	9	16	25	36	49	64	4	9	16	25	36	49	64
m	°C	Verhältnis $\frac{l}{d}$							Verhältnis $\frac{l}{d}$						
0,020	90	60	90	120	150	180	210	240	88	132	174	220	264	308	350
	80	67	102	136	170	204	238	270	98	146	198	244	294	342	394
	70	76	114	154	190	228	266	308	112	168	224	280	336	392	450
	60	90	136	180	222	270	314	360	132	198	264	320	396	462	526
	50	108	162	216	270	324	378	432	158	236	316	394	474	580	630
	40	136	202	270	340	406	476	540	196	294	394	490	588	686	788
	30	180	270	360	490	540	630	720	264	396	526	660	792	924	1052
	20	270	410	540	670	810	938	1080	394	590	788	980	1182	1372	1578
0,210	90	30	45	60	75	90	105	120	44	66	87	110	132	154	175
	80	34	51	68	85	102	119	135	49	73	98	122	147	171	197
	70	38	57	77	95	114	133	154	56	84	112	140	168	196	225
	60	45	68	90	111	135	157	180	66	99	132	160	198	231	263
	50	54	81	108	135	162	189	216	79	118	158	197	237	275	315
	40	68	101	135	170	203	238	270	98	147	197	245	294	343	394
	30	90	135	180	245	270	315	360	132	198	263	330	396	462	526
	20	135	205	270	335	405	469	540	197	295	394	490	591	686	789
1,00	90	18	27	30	45	54	63	72	26	39	52	65	78	91	105
	80	20	30	40	50	60	70	81	29	43	59	72	87	101	118
	70	23	34	46	56	69	80	93	34	51	68	85	102	119	135
	60	27	40	54	67	81	94	108	39	58	79	97	117	129	158
	50	33	50	65	82	99	115	129	47	70	94	117	141	164	189
	40	40	60	81	100	120	140	162	59	88	118	177	177	206	236
	30	54	81	108	135	162	189	216	79	118	157	195	231	306	315
	20	81	121	162	205	243	283	324	118	177	237	295	354	413	473
3,00	90	10	15	21	25	30	35	42	19	28	37	47	57	66	73
	80	12	18	24	30	36	42	48	21	31	42	52	63	71	83
	70	14	21	28	35	42	49	55	24	36	47	60	72	84	94
	60	16	24	32	40	48	56	64	27	40	54	67	81	94	109
	50	19	28	38	47	57	68	76	33	50	66	82	99	115	131
	40	24	36	48	60	72	84	95	41	61	82	102	123	143	165
	30	32	48	64	80	96	112	127	55	82	110	137	165	178	219
	20	47	71	95	117	141	164	190	83	125	165	206	249	290	329

Tabelle 57.

Kühlwasser-Geschwindigkeit	Temperatur-Differenz	Wasserdampf von 40° Dampf-Eintritts-Geschwindigkeit v_d							Kühlwasser-Geschwindigkeit	Temperatur-Differenz	Alkoholwasserdampf von 80° = 86,3 Gew. % = 90 Volumen % Dampf-Eintritts-Geschwindigkeit					
v_f	ϑ_m	4	9	16	25	36	49	64	v_f	ϑ_m	1	2	4	6	9	16
		Verhältnis $\frac{l}{d}$									Verhältnis $\frac{l}{d}$					
0,001	30	12	18	24	30	36	42	48	0,001	60	30,7	43	61	74	92	122
	20	18	27	36	45	54	63	72		50	37	52	74	89	111	148
	15	24	36	48	60	72	84	96		40	46	65	92	111	138	184
	10	36	54	72	90	108	126	144		30	61	85	122	146	183	244
										20	92	124	184	216	276	368
0,009	30	9	14	19	23	28	33	37								
	20	14	21	28	35	42	49	56	0,009	60	24,5	34	49	59	73	98
	15	19	28	37	46	56	65	74		50	29	40	58	69	87	116
	10	28	42	56	70	84	98	112		40	37	52	74	89	111	148
										30	49	60	98	109	147	196
0,020	30	8	12	16	20	24	27	31		20	74	104	148	178	222	296
	20	12	18	24	30	35	41	47								
	15	16	24	32	40	48	56	64	0,020	60	20,5	29	41	50	61	82
	10	24	35	47	59	71	83	94		50	24,6	34	49	59	74	98
										40	30,8	43	62	74	92	123
0,210	30	4	6	8	10	12	14	16		30	41	58	82	99	123	164
	20	6	9	12	15	18	21	24		20	61	85	122	146	183	244
	15	8	12	16	20	24	28	32								
	10	12	18	24	30	36	42	48	0,210	60	10,2	15	20	25	31	41
										50	12,3	17	25	29	37	49
1,000	30	2,3	3,5	4,6	6	7,0	8,3	9,5		40	15,3	21	31	36	46	61
	20	3,5	5,3	7,1	8,9	10,6	12,5	14,0		30	20,4	29	41	49	61	81
	15	4,7	7,1	9,5	11,8	14,2	16,5	19,0		20	30,6	43	61	74	92	122
	10	7,1	10,6	14,2	17,7	19,3	24,8	28,4								
									1,000	60	6,1	8,5	12	15	18	24
										50	7,4	10,4	15	18	22	29
										40	9,2	12,4	18	22	28	37
										30	12,3	17	25	29	37	49
										20	18,4	26	37	44	55	73

Tabelle 58.

Beispiele für die Abmessungen von Kondensations- und Kühlrohren von wasserdampf von 80°, für Geschwindig-

Rohrdurchmesser mm	10	15	20	25	30	35	40	50	60	70	80	90
	Wasserdampf von 100°, Dampfeintrittsgeschwindigkeit $v_d = 4$											
	Wassererwärmung v. 10°—70°, Wassergeschwindigkeit $v_f = 0,$											
	Kondensat 10°, $\vartheta_{mc} = 52{,}5°$, $\vartheta_{mk} = 27{,}4°$, $\frac{l}{d} = 234{,}8$											
	Kupferschlangen											
Das Rohr kondensiert stündlich Dampf kg	6,80	15,2	27,4	40,3	61,5	84,0	109	171	246	339	438	554
Für Kondensation Länge	2,35	3,52	4,70	5,87	7,00	8,21	9,38	11,7	14,3	16,4	18,8	21,1
Für Kondensation qm	0,07	0,165	0,295	0,46	0,56	1,00	1,17	1,84	2,68	3,79	4,70	5,9
Für Kühlung Länge	10,5	15,0	21,5	24,0	33,0	36,0	40,0	50,0	60,0	71,0	80,0	90,0
Für Kühlung qm	0,30	0,69	1,38	1,84	3,14	3,84	4,97	7,80	11,2	15,5	20,0	21,3
Ganze Rohrlänge l	13,0	18,5	26,7	29,8	40,0	44,2	49,5	62,0	74,5	87,4	98,8	103
	Wasserdampf von 100°, Dampfeintrittsgeschwindigkeit $v_d = 2$											
	Wassererwärmung v. 10°—70°, Wassergeschwindigkeit $v_f = 0,$											
	Kondensat 15°, $\vartheta_{mc} = 52{,}5°$, $\vartheta_{mk} = 27{,}4°$, $\frac{l}{d} = 170$											
	Vertikale Kühlrohre											
Das Rohr kondensiert stündlich Dampf kg	3,4	7,6	13,7	20,2	30,8	42,0	54,5	85,5	123	169	219	277
Für Kondensation Länge	1,70	2,35	3,40	4,05	5,10	5,75	6,80	8,50	10,2	11,9	13,6	15,3
Für Kondensation qm	0,052	0,11	0,22	0,31	0,51	0,61	0,85	1,33	1,91	2,00	3,38	4,28
Für Kühlung Länge	4,00	4,80	6,80	8,00	10,0	11,81	13,0	16,3	20,0	23,2	26,4	29,8
Für Kühlung qm	0,12	0,23	0,42	0,62	0,93	1,26	1,64	2,58	3,7	5,08	6,58	8,32
Ganze Rohrlänge l	5,70	7,15	9,1	10,2	15,1	17,6	19,8	25,0	30,2	35,5	40,4	45,5
	Wasserdampf von 60°, Dampfeintrittsgeschwindigkeit $v_d = 40$											
	Wassererwärmung v. 10°—40°, Wassergeschwindigkeit $v_f = 0,$											
	Kondensat 15°, $\vartheta_{mc} = 31{,}7°$, $\vartheta_{mk} = 19{,}2°$, $\frac{l}{d} = 95$											
	Vertikale Rohre											
Das Rohr kondensiert stündlich Dampf kg	1,48	3,30	5,70	9,20	13,2	17,2	23,6	37,2	52,2	71,6	97,4	120
Für Kondensation Länge	0,95	1,43	1,90	2,38	2,85	3,33	3,80	4,75	5,70	6,65	7,60	8,5
Für Kondensation qm	0,03	0,07	0,12	0,18	0,28	0,37	0,45	0,74	1,06	1,46	1,90	2,3
Für Kühlung Länge	1,10	1,75	2,20	2,80	3,20	4,00	4,40	5,60	6,60	7,70	8,80	10,0
Für Kühlung qm	0,034	0,08	0,13	0,22	0,30	0,41	0,55	0,88	1,28	1,68	2,22	2,8
Ganze Rohrlänge l	2,05	3,18	4,10	5,18	6,05	7,33	8,20	10,35	12,3	14,4	16,4	18,6

Tabelle 58.

10—100 mm Drm., bei Wasserdampf von 100°—60°—40° und Alkoholkeiten von 40—20 und 2 m.

urchmesser mm	10	15	20	25	30	35	40	50	60	70	80	90	100
	Wasserdampf von 60°, Dampfeintrittsgeschwindigkeit $v_d = 20$ m Wassererwärmung v. 10°—40°, Wassergeschwindigkeit $v_f = 0{,}001$ m Kondensat 15°, $\vartheta_{mc} = 31{,}7$, $\vartheta_{mk} = 19{,}2°$, $\frac{l}{d} = 65$ Vertikale Rohre												
hr kondensiert	**0,74**	**1,66**	**2,86**	**4,62**	**6,60**	**8,64**	**11,8**	**18,6**	**26,6**	**35,8**	**47,2**	**60,0**	**73,2**
ichDampf kg	0,65	0,97	1,30	1,63	1,95	2,27	2,6	3,25	3,90	4,55	5,10	5,85	6,50
Konden- } Länge	0,02	0,04	0,07	0,12	0,19	0,25	0,33	0,51	0,73	1,00	1,27	1,63	2,00
ion } qm	0,55	0,88	1,10	1,40	1,60	2,00	2,20	2,80	3,30	3,90	4,40	5,00	5,50
ür } Länge	0,02	0,04	0,07	0,11	0,16	0,21	0,28	0,44	0,73	0,84	1,11	1,42	1,73
lung } qm	**1,20**	**1,85**	**2,30**	**3,00**	**3,55**	**4,27**	**4,80**	**6,05**	**7,20**	**8,48**	**9,50**	**10,8**	**12,0**
e Rohrlänge l													
	Wasserdampf von 40°, Dampfeintrittsgeschwindigkeit $v_d = 20$ m Wassererwärmung v. 10°—30°, Wassergeschwindigkeit $v_f = 0{,}001$ m Kondensat 15°, $\vartheta_{mc} = 18°$, $\vartheta_{mk} = 13{,}7°$, $\frac{l}{d} = 45$ Vertikale Rohre												
hr kondensiert	**0,28**	**0,65**	**1,15**	**1,80**	**2,50**	**3,50**	**4,60**	**7,20**	**10,0**	**14,0**	**19,4**	**23,4**	**28,6**
ichDampf kg	0,45	0,68	0,90	1,10	1,35	1,58	1,80	2,25	2,70	3,15	3,60	4,05	4,50
Konden- } Länge	0,014	0,03	0,06	0,087	0,13	0,17	0,25	0,35	0,50	0,80	0,90	1,13	1,4
ion } qm	0,16	0,26	0,34	0,42	0,48	0,60	0,70	0,83	1,00	1,20	1,40	1,60	1,70
ür } Länge	0,005	0,012	0,021	0,032	0,045	0,063	0,083	0,13	0,18	0,26	0,34	0,42	0,51
lung } qm	**0,61**	**0,94**	**1,24**	**1,55**	**1,83**	**2,18**	**2,50**	**3,05**	**3,70**	**4,35**	**5,00**	**5,65**	**6,20**
e Rohrlänge l													
	Alkoholwasserdampf von 80°, Dampfeintrittsgeschwindigkeit $v_d = 2$ m Wassererwärmung v. 10°—60°, Wassergeschwindigkeit $v_f = 0{,}001$ m Kondensat 12°, $\vartheta_{mc} = 36{,}6°$, $\vartheta_{mk} = 17{,}4°$, $\frac{l}{d} = 75$												
hr kondensiert	Vertikale Rohre							Schlangen					
ichDampf kg	**0,78**	**1,76**	**3,10**	**4,80**	**7,00**	**9,60**	**12,5**	**20.0**	**28,0**	**38,0**	**50.0**	**63,6**	**78**
onden- } Länge	0,75	1,13	1,50	1,88	2,25	2,63	3,00	3,75	4,50	5,25	6,00	6,75	7,50
ion } qm	0,023	0,052	0,095	0,15	0,22	0,28	0,38	0,58	0,84	1,16	1,50	1,87	2,3
ür } Länge	0,7	1,06	1,40	1,80	2,0	2,50	4,40	5,10	6,25	7,00	8,10	9,90	10,5
lung } qm	0,022	0,05	0,084	0,13	0,19	0,25	0,51	0,81	1,17	1,59	2,03	2,75	3,15
Rohrlänge l	**1,45**	**2,2**	**2,9**	**3,68**	**4,25**	**5,5**	**7,4**	**8,9**	**10.8**	**12,3**	**14,1**	**16,7**	**18**

Beobachtungen. Nun folgen noch einige nachgerechnete Versuche:

	Wasser			Alkohol von 93 % Gew.		Wasser				
Stündlich kondensiertes Dampfgewicht D in kg	345	295	3750	139,5	120	315	84	88,2	259,6	412
Darin mitgeführte ölige Stoffe . . . . kg	—	—	—	—	—	77	326	31	—	Spur
Temperatur des Dampfes beim Eintritt . .	100°	100°	100°	79°	79°	121°	88°	110°	100°	100°
Temperatur des Kondensates	34°	25°	100°	5°	79°	26°	22°	22°	32,2°	89–95°
Die Kühlfläche besteht aus	Messing	Messing	Schmiede-eisen	Kupfer	Kupfer	Guß-eisen	Blei	Kupfer	Kupfer	Kupfer
Zahl und Durchmesser der Rohre	2 à 67	2 à 67	160 à 27	21 à 25	55 à 29	1 à 75	1 à 50	1 à 40	1 à 45	à 76–50
Anfangs-Temperatur des Kühlwassers . . .	10°	10°	40°	2,5°	8°	6°	10°	13°	20°	23°
End-Temperatur „ „	75°	65°	96°	20°	61°	48°	42°	38°	32,2°	55°
Geschwindigkeit „ „ vf	0,001	0,001	0,032	0,0015	0,002	0,001	0,001	0,001	0,003	0
Wirkliche Kühlfläche . . . . . qm	**9,1**	**9,5**	**67**	**6**	**7**	**32 a**	**14,5 a**	**6,3 a**	**5,2**	**5,77**
Berechnung:										
Kalorien z. entzieh. beim Kondensieren . .	185262	157341	2130000	32177	68964	170100	45696	47628	139465	222800
„ „ „ „ Kühlen	22770	21976	—	7562	—	13310 2000	5540 8476	6864 860	17600	2884
Wassertemperatur am Kondensationspunkt .	17,1°	16,6°	—	5,6°	—	31,5°	25°	17°	23,71°	23–55°
Mittlere Temperatur-Differenz beim Kondensieren . . . . . ϑ_{mc}	48,6°	55,8°	21,6°	67°	42,9°	70°	54,8°	75°	50,50°	60,5°
Mittlere Temperatur-Differenz beim Kühlen ϑ_{mk}	48°	39,8°	—	20,1°	—	39,7°	31,5°	33,2°	35,17°	54°
Dampfeintrittsgeschwindigkeit . . . . . vd	22,9	19,5	36	2,73	1,7 0,5	32,8°	29	32	72,5	42
Transmissions-Koeffizient beim Kondensieren k_c	718,5	663	1425	240	222	855	807	847	1378	975
„ „ Kühlen . k_k	200 2	200 2	—	200 2	—	200 4	200 4	200 2	224 1,57	200 2
Kühlfläche zum Kondensieren . . . . H_c	5,30	4,26	69	1,96	7,2	3,31	1,00	0,79	1,96	0,5
„ „ Kühlen . . . . . H_k	4,74	5,40	—	3,78	—	12,80	8,88	2,34	3,5	3,78
Berechnete Kühlfläche . . . . . qm	**10,04**	**9,66**	**69**	**5,74**	**7,2**	**16,1**	**9,88**	**3,16**	**5,46** sehr saubere Fläche	**4,28**

Eine Tonschlange übertrug beim Kondensieren etwa 100 *WE*, beim Kühlen etwa 50 *WE* per 1 St./qm und ° C.

2. Die Oberflächen-Gefäfs-Kondensatoren mit Luftkühlung.

In einigen, obgleich seltenen Fällen soll die Kondensation oder Kühlung vermittelst Luft und nicht mit Wasser ausgeführt werden. Die Luft wird dann an den Kühlflächen durch künstliche Mittel (Ventilatoren) oder durch natürlichen Zug vorbeigeführt. In beiden Fällen ist es zunächst immer erwünscht, die Luftmenge zu kennen, die für die Entziehung einer bestimmten Wärmemenge erforderlich ist, um die Größe des Ventilators und die Weite der Kanäle zu bestimmen.

Es sei: L das Gewicht der Luft in kg, $\sigma_t = 0{,}2375$ ihre spezifische Wärme bei konstantem Druck, der hier wohl immer der der Atmosphäre ist, t_a ihre Anfangs- und t_e ihre Endtemperatur, C die zu übertragende Wärme in WE, so ist:

$$L = \frac{C}{\sigma_t \,.\, (t_e - t_a)} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \textbf{(209)}$$

Wenn 100 WE von Luft aufgenommen werden sollen, so sind erforderlich, wenn diese erwärmt oder abgekühlt werden soll, um:

20^0	30^0	40^0	50^0	60^0	70^0	80^0	90^0	100^0	
21,05	14,3	10,52	8,42	7,01	6,01	5,25	4,68	4,21	kg Luft.

Das Volumen der trockenen Luft hängt bei gleichbleibendem Druck (das ist hier der Fall) nur von ihrer Temperatur ab. 1 cbm trockene Luft von 0^0 wiegt bei 760 mm Barometerstand 1,293 kg, 1 kg Luft nimmt also in diesem Zustand den Raum ein von:

$$\frac{1000}{1{,}293} = 772 \text{ Liter.}$$

Die Volumenvermehrung der Luft geschieht proportional mit der Temperatur-Erhöhung vom absoluten Nullpunkt ab. 1 kg Luft von der Temperatur t_e nimmt also den Raum ein von:

$$a_t = \frac{1000 \,.\, (273 + t_e)}{1{,}293 \,.\, 273} = 772 \left(1 + \frac{t_e}{273}\right) \text{ Liter} \quad \textbf{(210)}$$

Beispiel. Bei 50^0 und 760 mm Barometerstand nimmt 1 kg Luft den Raum ein von:

$$772 \left(1 + \frac{50}{273}\right) = 915 \text{ Litern.}$$

In der beigegebenen Tabelle 59 sind die nach Gleichung (210) berechneten Volumina von 1 kg trockener Luft a_t in Litern bei dem normalen Barometerstand von 760 mm, aber verschiedenen Temperaturen von -20^0 bis 400^0 verzeichnet. Die atmosphärische

Tabelle 59.

Volumen a_t von 1 Kilo trockener Luft bei normalem Barometerstande von 760 mm und Temperaturen von — 20° bis + 400° C.

Temperatur der Luft °C	1 Kilo Luft hat das Volumen von a_t Liter	Temperatur der Luft °C	1 Kilo Luft hat das Volumen von a_t Liter	Temperatur der Luft °C	1 Kilo Luft hat das Volumen von a_t Liter	Temperatur der Luft °C	1 Kilo Luft hat das Volumen von a_t Liter	Temperatur der Luft °C	1 Kilo Luft hat das Volumen von a_t Liter
— 20	716	60	942	145	1183	235	1438	320	1679
— 15	730	65	956	150	1197	240	1452	325	1693
— 10	745	70	970	155	1211	245	1466	330	1708
— 5	759	75	984	160	1225	250	1480	335	1721
± 0	773	80	999	165	1249	255	1494	340	1736
1	775	85	1013	170	1254	260	1509	345	1750
5	789	90	1027	175	1268	265	1513	350	1764
10	802	95	1038	180	1282	270	1537	355	1778
15	816	100	1056	185	1296	275	1551	360	1793
20	831	105	1070	190	1319	280	1565	365	1807
25	847	110	1084	195	1330	285	1579	370	1821
30	858	115	1098	200	1344	290	1594	375	1835
35	872	120	1112	205	1367	295	1608	380	1849
40	886	125	1126	210	1381	300	1623	385	1853
45	900	130	1140	220	1396	305	1637	390	1876
50	914	135	1154	225	1410	310	1651	395	1890
55	928	140	1169	230	1424	315	1665	400	1905

Bei 740 mm Barometerstand ist das Luftvolumen etwa 3% größer, bei 760 mm Barometer etwa 3% kleiner.

Luft enthält nun immer etwas Wasserdampf, und zwar bei 15° etwa 1/2 — 1 % ihres Gewichtes. Die spezifische Wärme des Wasserdampfes ist $\sigma_d = 0{,}475$, also etwa doppelt so groß wie die der Luft, aber die geringe Menge des Dampfes in der Luft bewirkt nur eine so geringe Vermehrung ihres Wärme-Bedürfnisses bei Temperatur-Erhöhungen, daß wir sie für den vorliegenden Fall vernachlässigen können.

Die Wärme-Übertragung zwischen bewegter Luft und einer metallenen Fläche (Heizfläche) kann nach den Ergebnissen der Untersuchungen verschiedener Forscher nach Molier ausgedrückt werden durch die Gleichung:

$$k_t = 2 + 10\sqrt{v_t} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (211^1))$$

[1]) Siehe bezüglich der Gleichung 211 auch Abschnitt VIII, E, aus dem hervorgeht, daß k_t nicht nur von v_t abhängig ist.

worin v_l die Geschwindigkeit der Luft in Metern pro Sekunde bedeutet, so daß die für die Übertragung einer gewissen Wärmemenge C in der Zeit z_h (in Stunden) bei der Temperatur-Differenz ϑ_m notwendige Fläche H_l ist:

$$H_l = \frac{C}{z_h \cdot \vartheta_m \cdot k_l} = \frac{C}{z_h \cdot \vartheta_m (2 + 10\sqrt{v_l})} \quad . \quad (212)$$

Als Temperatur-Differenz zwischen Luft- und Heizfläche ist die mittlere anzunehmen. Wenn die Eintritts- und Austritts-Temperatur des zu kühlenden Wassers oder Dampfes, wie wir voraussetzen, bekannt sind oder angenommen werden können, so ist die mittlere Temperatur-Differenz ϑ_m mit Hilfe der Tabelle 52 leicht zu finden, indem man sich an Stelle des Kühlwassers die kühlende Luft denkt.

Beispiel. Die Temperatur des zu kondensierenden und zu kühlenden Dampfes sei = 100°, die Temperatur des Kondensates = 20°, Temperatur der Luft beim Eintritt = 15°, beim Austritt 60°, dann ist die mittlere Temperatur-Differenz nach Tabelle 52:

für die Periode der Kondensation $\vartheta_{mc} = 56{,}8°$,
für die Periode der Kühlung $\vartheta_{mk} = 26{,}8°$.

Ist auf diese Weise die Temperatur-Differenz bekannt und wird die Luftgeschwindigkeit zunächst angenommen, so findet man in der nach Gleichung (212) berechneten Tabelle 60 die Kühlfläche, die zur Übertragung von 1000 Kalorien in 1 Stunde bei Luft-Geschwindigkeiten von 1 bis 36 m und Temperatur-Differenzen von 5° bis 100° erforderlich ist.

Endlich ist der Querschnitt festzustellen, den die Luft durchströmen muß. Diese aber hängt von der Geschwindigkeit, die man der Luft geben will, ab.

Ist V_l das in 1 Stunde durch den Kondensator zu führende Luftvolumen in Litern, q der Querschnitt der Luftkanäle in qdcm und v_l die Luftgeschwindigkeit in Metern, so ist:

$$V_l = q \cdot v_l \cdot 3600 \cdot 10 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (213)$$

$$q = \frac{V_l}{v_l \cdot 36\,000} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (214)$$

Um den Gang der Heizflächen- und Querschnitts-Bestimmungen zu verdeutlichen, soll hier ein Beispiel ausgerechnet werden.

Tabelle 60.

Kühlfläche H_l in qm, um in 1 Stunde 1000 Kalorien durch Luftkühlung zu übertragen bei Luftgeschwindigkeiten von $v_l = 1$—36 m und mittleren Temperatur-Differenzen von $\vartheta_m = 5$—100°.

Mittlere Temperatur-Differenz zwischen Luft u. Kühlfläche ϑ_m	Luftgeschwindigkeit v_l in mm pro Sek.								
	1	2	3	4	9	16	20	25	36
	Quadratmeter-Kühlfläche, um stündlich 1000 Kal. zu übertragen								
5	16,66	12,42	10,46	9,10	6,24	4,76	4,36	3,84	3,220
10	8,33	6,21	5,23	4,55	3,12	2,38	2,18	1,92	1,610
15	5,55	4,14	3,487	3,033	2,080	1,586	1,453	1,280	1,073
20	4,17	3,105	2,615	2,258	1,560	1,190	1,090	0,960	0,805
25	3,33	2,484	2,092	1,820	1,248	0,952	0,872	0,768	0,644
30	2,78	2,070	1,743	1,517	1,040	0,793	0,727	0,640	0,535
40	2,09	1,503	1,308	1,129	0,780	0,595	0,545	0,480	0,403
50	1,67	1,242	1,046	0,910	0,624	0,476	0,436	0,384	0,322
60	1,39	1,035	0,872	0,759	0,520	0,397	0,364	0,320	0,269
70	1,19	0,888	0,748	0,650	0,446	0,340	0,311	0,275	0,229
80	1,05	0,752	9,654	0,565	0,390	0,298	0,273	0,240	0,202
90	0,92	0,690	0,581	0,506	0,347	0,272	0,242	0,214	0,180
100	0,83	0,621	0,523	0,455	0,312	0,238	0,218	0,192	0,161

Beispiel. Es sind 100 kg Dampf von 100° in einer Stunde zu kondensieren und das Kondensat auf 20° zu kühlen. Die kühlende Luft soll sich dabei von 15° auf 80° erwärmen.

Um 100 kg Wasserdampf von 100° in Wasser von 100° zu verwandeln, muß man ihm $100\,(637 - 100) = 53700$ WE entziehen.

Um die gewonnenen 100 kg Kondensat von 100° auf 20° zu kühlen, muß man ihm $(100 - 20)\,100 = 8000$ WE entziehen, zusammen also $C = 53700 + 8000 = 61700$ WE.

Das zur Aufnahme dieser Kalorien notwendige Luftgewicht ist nach Gleichung (209):

$$L = \frac{C}{\sigma_l\,(t_e - t_a)} = \frac{61700}{0{,}2375\,(80 - 15)} = 4000 \text{ Kilo Luft.}$$

4000 kg Luft von 15° haben nach Tabelle 59 ein Volumen von 3264000 Litern.

4000 kg Luft von 80° haben nach Tabelle 59 ein Volumen von 4000000 Litern.

Die mittlere Temperatur-Differenz zwischen Dampf und Luft ist nach Tabelle 52: $\vartheta_{mc} = 41{,}8°$.

Die mittlere Temperatur-Differenz zwischen Kondensat und Luft ist nach Tabelle 52: $\vartheta_{mk} = 25{,}8°$.

Nehmen wir eine Luftgeschwindigkeit von 20 m an, so sind nach Gleichung (212) zur Kondensation:

$$H_t = \frac{C}{z_h \,.\, \vartheta_m \,.\, k_t} = \frac{53\,700}{1\,.\,41{,}8\,(2 + 10\sqrt{20})} = 28{,}7 \text{ qm}$$

Kühlfläche erforderlich

(oder nach Tabelle 60 bei rund 40° Temperatur-Differenz:

$53{,}7\,.\,0{,}545 \triangleq 29$ qm).

Zur Kühlung sind nötig: $\frac{8000}{25{,}8\,(2 + 10\sqrt{20})} = 6{,}64$ qm (oder nach Tabelle 60 bei rund 25° Temperatur-Differenz: $\frac{0{,}872\,.\,8000}{1000} = 6{,}98$ qm) zusammen = rund 36 qm Kühlfläche.

Der Querschnitt, durch den die Luft mit 20 m Geschwindigkeit strömen soll, ist nach Gleichung (214) in Quadratdezimetern:

$$q = \frac{V_t}{v_t \,.\, 3600} = \frac{3\,264\,000}{20\,.\,36\,000} = 4{,}53 \text{ qdm.}$$

Eine Rohr-Heizfläche von 36 qm, die 4,53 qdm Querschnitt haben soll, besteht, wenn die Rohre 4000 mm lang sind, aus 147 Rohren von 20 mm lichter Weite.

Beobachtungen. Bei Automobilen ist der Benzinverbrauch etwa 0,22 bis 0,33 kg pro St. und PS. Ein kg Benzin verbrannt erzeugt 10500 bis 11500 WE, von denen etwa $^1/_3$ durch Kühlung entzogen wird. Das Wasser soll von 60 bis 80° auf 30 bis 40° gekühlt werden, wozu 0,3 bis 0,5, ja bis 1 qm Luftkühlfläche pro 1 PS angewandt werden. Die Luft soll 10—20—30 m Geschwindigkeit haben und das Wasser öfter zum Sieden kommen.

J. S. V. Bickford (Engineering 31. III. 1905) schließt aus von ihm gemachten Versuchen, daß Automobilmaschinen pro 1 St. und 1 PS im Mittel 0,375 kg Benzin (im Maximum 0,453) erfordern und daß von der im Mittel entwickelten Wärme 0,3 bis 0,35 durch den Kühler zu entziehen sind.

Er beobachtete an einem dünnen Blechgefäß mit Rippen (von 0.1035 qm ohne diese, 0,232 qm mit diesen), das mit Wasser von 93,3—99° gefüllt war, bei Geschwindigkeiten v der vorbeigeblasenen Luft von 15—16° (Kühlfläche pro 1 PS = 0,34 qm) folgendes:

	$v =$	0	4,5	11	meter	
Wärmeverlust pro 1 St. und 1 qm		1500	3680	5900	WE	glatte Fläche, blank
		1800	3680	5900	„	„ „ berußt
		700	1957	3130	„	Fläche und Rippen, blank
		800	2295	3700	„	„ „ „ berußt
		345	1080	1640	„	nur die Rippen, blank
		365	1660	2970	„	„ „ „ berußt.

Ed. Heirmann (L'Automobile 1903) nimmt die mittlere Wassertemperatur = 70°, die mittlere Lufttemperatur = 20° an, also $\vartheta_m = 50$ und bestimmt $k = 18\sqrt{v}$.

3. Die Oberflächen-Riesel-Kondensatoren.

In den Riesel-Kondensatoren soll Wasserdampf von atmosphärischer oder geringerer Spannung oder andere Gase und Dämpfe verflüssigt, selten das Kondensat auch noch gekühlt werden. Der zu kondensierende Dampf strömt bei dieser Konstruktion gleichzeitig durch eine Anzahl paralleler gerader oder gebogener, horizontaler lotrecht übereinander angeordneter Rohre, auf deren oberstes das gut verteilte Kühlwasser fließt, oder durch vertikal gestellte Rohre. Das Wasser rieselt an den Außenwänden der Rohre herab und kommt unten warm an. Die Rohre haben meistens einander gleiche Abmessungen, aber da im ersten Fall das Kühlwasser die oberen Rohre kälter, die unteren Rohre wärmer umspült, so ist die Temperatur-Differenz zwischen Dampf und Wasser oben größer als unten, die oberen Rohre kondensieren daher mehr Dampf, ja sie kühlen das Kondensat noch ab. Die oberen Rohre leisten daher mehr als die unteren.

Die dem Dampf durch Kondensation zu entziehende Wärmemenge C ist in jedem Falle bekannt.

$$C = D\,(c - t_d) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (215)$$

Die erforderliche Kondensator-Oberfläche H_c ergibt sich aus der bekannten Gleichung:

$$H_c = \frac{C}{k_c \cdot \vartheta_m} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (216)$$

Als Temperatur-Differenz ϑ_m muß hier wohl für den ganzen Apparat die mittlere angegeben werden, die in bekannter Weise mit Hilfe der Tabelle 1 gefunden wird.

Der Transmissions-Koeffizient darf für Kupfer- und Messingrohre angenommen werden:

$$k_c = 750 \sqrt[3]{v_d}\,\sqrt[4]{0{,}007 + v_f} \quad . \quad . \quad . \quad (217)$$

Für eiserne Rohre höchstens 0,75 mal so groß:

Da bei Rieselkondensatoren oft eine sehr starke Inkrustation der Rohre außen und bisweilen auch eine Belegung der Rohre innen durch schleimige oder feste Absatzprodukte entsteht, so sinkt ihre Kühlwirkung häufig auf 0,5, ja auf 0,333 der ursprünglichen herab. Dies findet namentlich bei eisernen Rohren statt und muß wohl bei der Festsetzung der Abmessungen berücksichtigt werden.

Die Dampf-Eintritts-Geschwindigkeit v_d läßt sich in jedem Falle bestimmen aus dem Gewicht und Volumen des Dampfes und dem Querschnitt der Rohre.

Die Geschwindigkeit des herabrieselnden Kühlwassers v_f hängt ebenso wie bei den Rieselkühlern von der Menge ab, die stündlich über 1 m Länge des Apparates fließt und nimmt mit ihr zu.

Bei einigermaßen sparsamem Wasserverbrauch kann die Geschwindigkeit v_f der über die Oberfläche horizontaler Rohre rieselnden Wasserschicht mit nicht viel mehr als 0,200 angenommen werden, so daß $\sqrt[3]{0{,}007 + v_f} = 0{,}6$ wird.

An vertikalen Rohren kann v_f etwa 0,400 sein, so daß hier $\sqrt[3]{0{,}007 + v_f} = 0{,}74$ wird.

Das Verhältnis zwischen der Länge und dem Durchmesser der Rohre $\frac{l}{d}$ ergibt sich wie in ähnlichen früheren Fällen daraus, daß die durch die Kühlfläche stündlich transmittierte Wärmemenge gleich sein muß der latenten Wärme des in 1 Stunde in das Rohr strömenden kondensierten Dampfgewichtes

$$d \,.\, \pi \,.\, l \,.\, k_c \,.\, \vartheta_m = \frac{d^2 \pi}{4} v_d \,.\, 3600 \,.\, \gamma \,.\, (c - t_d)$$

$$\frac{l}{d} = \frac{v_d \,.\, 3600 \,.\, \gamma \,.\, (c - t_d)}{4 \,.\, k_c \,.\, \vartheta_m}$$

In die Gleichung den Wert für k_c eingesetzt (Gleichung 217),

$$\frac{l}{d} = \frac{\sqrt{v_d}\, 1{,}2 \,.\, \gamma \,.\, (c - t_d)}{\vartheta_m \sqrt[3]{0{,}007 + v_f}}$$

und da wir für horizontale Rohre $\sqrt[3]{0{,}007 + v_f} = 0{,}6$ gesetzt haben:

$$\frac{l}{d} = \frac{2 \,.\, \sqrt{v_d} \,.\, \gamma \,.\, (c - t_d)}{\vartheta_m} \quad . \quad . \quad . \quad \textbf{(218)}$$

Beobachtung. 8000 kg Dampf von 640—650 mm Lufleere (53,5°) wurden stündlich durch 500 vertikale eiserne Rohre von 40 mm l. W. 4000 mm Länge kondensiert. Die durchschnittliche Kühlwasser-Temperatur war = 45°—47°. Die Kühlfläche 250 qm.

Die stündlich zu übertragenden Kalorien waren:

$$C = 8000 \,.\, (623 - 53{,}5) = 4556000 \ WE$$

Das sekundlich in die Rohre eintretende Dampf-Volumen war:

$$V_d = \frac{8000 \,.\, 9510}{3600} = 21140 \text{ Liter.}$$

Tabelle 61.

Erforderliche Riesel-Kondensatorfläche H_c aus Kupfer oder Messing, stündlich 100 kg Dampf von 100°—60°—50°—40°

Anfangstemperatur des Kühlwassers t_a	Dampf-Eintritts-Geschwindigkeit v_d	Mittlere Temp.-Diff. ϑ, Kühlwasser W Kühlfläche H_c	Dampftemperatur t_d 100°			60°			50°			40°		
			Endtemperatur des Kühlwassers t_e											
			80°	90°	98°	40°	50°	58°	30°	40°	48°	20°	30°	38°
15°		ϑ_m	45	35	21,2	31	23,4	13,5	27	20	11,2	22,5	16,5	9,2
		W	830	733	651	2320	1660	1350	3933	2360	1788	12500	4000	2610
	25	H_c	**0,53**	**0,70**	**1,13**	**0,83**	**1,11**	**1,93**	**1,00**	**1,31**	**2,34**	**1,18**	**1,62**	**2,96**
		$\frac{l}{d}$	73	94	155	24	32	56	18	24	43	14	19	33
	50	H_c	**0,38**	**0,50**	**0,80**	**0,58**	**0,79**	**1,37**	**0,71**	**0,93**	**1,66**	**0,83**	**1,15**	**2,10**
		$\frac{l}{d}$	102	131	217	33	44	78	25	33	60	20	27	46
20°		ϑ_m	43,2	33,6	20,8	28,8	21,6	12,7	25	18,3	10,3	—	14,4	7,8
		W	890	786	692	2900	1933	1525	5900	2950	2110	—	6000	3333
	25	H_c	**0,55**	**0,72**	**1,15**	**0,90**	**1,18**	**2,03**	**1,05**	**1,40**	**2,55**	—	**1,85**	**3,42**
		$\frac{l}{d}$	76	97	158	26	36	60	19	27	48	—	21	40
	50	H_c	**0,39**	**0,51**	**0,82**	**0,64**	**0,84**	**1,44**	**0,74**	**1,00**	**1,80**	—	**1,31**	**2,42**
		$\frac{l}{d}$	106	135	221	36	50	84	27	37	67	—	29	56
25°		ϑ_m	42	33	19,8	26,6	20	11,4	22,5	16,5	9,2	—	12,3	6,90
		W	982	846	740	3870	2320	1760	11800	3930	2580	—	12500	4616
	25	H_c	**0,57**	**0,73**	**1,23**	**1,00**	**1,28**	**2,26**	**1,15**	**1,60**	**2,85**	—	**2,16**	**3,86**
		$\frac{l}{d}$	78	99	165	29	39	66	22	31	54	—	25	44
	50	H_c	**0,41**	**0,56**	**0,88**	**0,71**	**0,91**	**1,60**	**0,82**	**1,10**	**2,02**	—	**1,53**	**2,73**
		$\frac{l}{d}$	109	139	231	40	51	92	30	43	75	—	35	61
30°		ϑ_m	40	31	18,9	24,6	18,3	10,4	—	14,4	7,8	—	—	5
		W	1080	917	800	5800	2900	2075	—	5900	3280	—	—	7500
	25	H_c	**0,60**	**0,79**	**1,27**	**1,05**	**1,41**	**2,47**	—	**1,82**	**3,36**	—	—	**5,33**
		$\frac{l}{d}$	82	105	175	31	41	75	—	33	65	—	—	60
	50	H_c	**0,43**	**0,56**	**0,89**	**0,75**	**1,00**	**1,74**	—	**1,29**	**2,38**	—	—	**3,77**
		$\frac{l}{d}$	114	149	245	43	57	105	—	46	91	—	—	84

Tabelle 61.

Kühlwasserbedarf W und mittlere Temperatur-Differenz ϑ_m um durch Kühlwasser von 15°—50° zu kondensieren.

Anfangstemperatur des Kühlwassers t_n	Dampf-Eintritts-Geschwindigkeit v_d	Mittlere Temp.-Diff. ϑ_m Kühlwasser W Kühlfläche H_c	Dampftemperatur t_d 100°			60°			50°			40°		
			Endtemperatur des Kühlwassers t_e 80°	90°	98°	40°	50°	58°	30°	40°	48°	20°	30°	38°
35°		ϑ_m	38	29,2	18	22,5	16,5	9,2	—	12,3	6,4	—	—	2,3
		W	1200	1000	860	11600	3870	2522	—	11800	4540	—	—	20000
	25	H_c	**0,63**	**0,82**	**1,33**	**1,10**	**1,58**	**2,81**	—	**2,13**	**4,10**	—	—	**8,00**
		$\frac{l}{d}$	87	112	180	35	46	84	—	40	75	—	—	91
	50	H_c	**0,45**	**0,58**	**0,80**	**0,78**	**1,12**	**2,00**	—	**1,51**	**2,90**	—	—	**5,7**
		$\frac{l}{d}$	121	156	252	49	64	117	—	56	105	—	—	127
40°		ϑ_m	36	27,9	17,4	—	14,5	8	—	—	5	—	—	—
		W	1350	1080	930	—	5640	3130	—	—	9500	—	—	—
	25	H_c	**0,67**	**0,87**	**1,40**	—	**1,80**	**3,10**	—	—	**5,25**	—	—	—
		$\frac{l}{d}$	90	118	190	—	52	94	—	—	97	—	—	—
	50	H_c	**0,51**	**0,66**	**1,60**	—	**1,37**	**2,70**	—	—	**4,01**	—	—	—
		$\frac{l}{d}$	126	165	266	—	88	131	—	—	135	—	—	—
45°		ϑ_m	34,6	26,4	16	—	12	6,6	—	—	3,3	—	—	—
		W	1540	1200	1020	—	11280	4340	—	—	57000	—	—	—
	25	H_c	**0,71**	**0,91**	**1,50**	—	**2,16**	**3,95**	—	—	**8,00**	—	—	—
		$\frac{l}{d}$	95	124	200	—	63	114	—	—	147	—	—	—
	50	H_c	**0,54**	**0,71**	**1,16**	—	**1,65**	**3,00**	—	—	**6,10**	—	—	—
		$\frac{l}{d}$	142	173	280	—	88	159	—	—	195	—	—	—
50°		ϑ_m	32,5	25	15	—	—	—	—	—	—	—	—	—
		W	1800	1350	1125	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	25	H_c	**0,74**	**0,95**	**1,60**	—	—	—	—	—	—	—	—	—
		$\frac{l}{d}$	100	135	220	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	50	H_c	**0,57**	**0,78**	**1,23**	—	—	—	—	—	—	—	—	—
		$\frac{l}{d}$	140	183	308	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Kühlflächen aus Eisen müssen wenigstens 1,33 mal so groß sein.

Der freie Querschnitt der 500 Rohre betrug:

$$q = 0{,}125 \,.\, 500 = 62{,}5 \text{ qdm},$$

daher die Dampf-Eintritts-Geschwindigkeit:

$$v_d = \frac{21140}{62{,}5 \,.\, 16} = 33{,}9 \text{ m}$$

Die Geschwindigkeit des herabrieselnden Wassers war (vertikale Rohre) etwa 0,400 m, folglich der Transmissions-Koeffizient für Kupfer:

$$k_c = 750 \,.\sqrt{33{,}9} \,.\sqrt[3]{0{,}007 + 0{,}400} = 3232$$

Da hier aber eiserne Rohre angewendet waren, so ist:

$$k_c = {}^3/_4 \,.\, 3232 = 2424$$

Die Temperatur-Differenz war: ϑ_m 53,5—46 = 7,5°.

Folglich die berechnete Kühlfläche:

$$H_c = \frac{4556000}{2424 \,.\, 7.5} = 250 \text{ qm}$$

was mit der wirklichen Kühlfläche von 250 qm genau genug stimmt.

Die beigefügte Tabelle 61 gibt für eine Anzahl von Fällen die erforderliche Kühlfläche (in Kupferrohren) für die stündliche Kondensation von 100 kg Dampf verschiedener Spannung, der mit 25 oder 50 m Geschwindigkeit die Rohre betritt und für Kühlwasser von 15° bis 50°.

Gewöhnlich verläßt das Kondensat die Kondensatoren nicht viel kälter als mit der Temperatur des Dampfes; ist aber eine erhebliche Kühlung des Kondensates beabsichtigt, so muß die Kühlfläche entsprechend vergrößert werden.

Der angegebene Kühlwasserverbrauch W ist der theoretische. Er wird in Wirklichkeit der Verdunstung wegen 3—5 % geringer sein.

XXI. Die Erwärmung der Flüssigkeiten durch Dampf.

A. Konstante Flüssigkeitsmenge.

1. Dampfheizschlangen oder Rohrsysteme in der zu erwärmenden Flüssigkeit.

Über die Erwärmung der Flüssigkeiten durch Dampf sind schon an anderer Stelle dieser Blätter einige Notizen gebracht worden (Abschnitt VIII). Der zur Erwärmung von Flüssigkeiten verwendete Dampf (wenn er nicht überhitzt ist, ein Fall, den wir seiner großen Seltenheit wegen hier nicht berühren), muß sich verflüssigen und bisweilen sein Kondensat abkühlen. Das Gewicht des für die Erwärmung einer bestimmten Flüssigkeitsmenge um bestimmte Grade

erforderlichen Wasserdampfes kann in jedem Falle angegeben werden. Daher, und weil es nach dem bisherigen Gang unserer Betrachtungen bequem ist, gehen wir zur Festsetzung der erforderlichen Heizfläche davon aus, daß zunächst das zur Erwärmung nötige Dampfgewicht bestimmt und dann daraus die für die Kondensation erforderliche Fläche berechnet wird.

Das Dampfgewicht D, um F. kg einer Flüssigkeit mit der spezifischen Wärme σ_f von t_{fk} auf t_{fw} zu erwärmen, ist:

$$D = \frac{F \,.\, \sigma_f \,(t_{fw} - t_{fk})}{640 - \left(\frac{t_{fw} + t_{fk}}{2}\right)} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (219)$$

Beispiel. Um $F = 100$ kg Wasser von 30° auf 90° zu erwärmen, sind $100\ (90 - 30) = 6000\ WE$ erforderlich.

Wird angenommen, daß das Kondenswasser mit der mittleren Flüssigkeits-Temperatur $\frac{t_{fw} + t_{fk}}{2} = \frac{90 + 30}{2} = 60°$ abgeht, so gibt 1 kg Dampf $640 - 60 = 580\ WE$ ab und es sind $D = \frac{6000}{580} = 10{,}346$ kg Dampf nötig.

Die Temperatur-Differenz zwischen dem Dampf und der zu erwärmenden Flüssigkeit nimmt dabei mit deren fortschreitender Erwärmung ab, und es ist aus den früheren Erörterungen klar, daß die mittlere Temperatur-Differenz aus der größesten am Anfang ϑ_a und der kleinsten am Ende ϑ_e nach dem im Abschnitt I, Tabelle 1 Gesagten bestimmt werden kann.

Beispiel. Hat der Heizdampf 100°, so ist bei den Daten des Beispiels $\vartheta_a = 100° - 30° = 70°$; $\vartheta_e = 100° - 90° = 10°$, folglich:

$$\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a} = \frac{10}{70} = 0{,}143$$

Die mittlere Temperatur-Differenz ist dann nach Tabelle 1:

$$\vartheta_m = 0{,}443\ \vartheta_a = 0{,}442 \,.\, 70 = 30{,}94°.$$

Die hier beigefügte Tabelle 62 gibt für eine Anzahl von Fällen die zur Erwärmung von 100 kg Wasser erforderlichen Wärmeeinheiten, den Dampfverbrauch und die mittlere Temperatur-Differenz an.

Soll das Erwärmungs-Gefäß mit Schlangen oder Rohrsystemen versehen werden, durch die der Heizdampf strömt, so kann man dessen Eintritts-Geschwindigkeit v_d meistens wählen, (30—40 m für Schlangen, 10—20 m für kurze vertikale Rohre werden passend sein). Aus dieser und dem stündlichen Dampf-

Tabelle 62.

Erforderliche Kalorien: *WE*. Erforderliches Dampfgewicht: *D*.
Mittlere Temperatur-Differenz: ϑ_m zwischen Dampf und Wasser, um 100 kg Wasser von der Temperatur t_{fa} auf die höhere t_{fe} zu erwärmen.

Anfangstemperatur des Wassers	Heizdampf		Wärme-Einheit *WE* / Dampfgewicht *D* / Mittlere Temp.-Diff. ϑ_m	Endtemperatur des erwärmten Wassers t_{fe} (für $\sigma_f = 1$)								
t_{fa}	Spannung Atm. abs.	Temperatur t_d		30	40	50	60	70	80	90	100	
10			$WE =$	2000	3000	4000	5000	6000	7000	8000	9000	*WE*
			$D =$	3,3	5,5	7,0	9,0	10,5	12,5	14,5	16,7	kg
	1	100°	$\vartheta_m =$	81	75	67	62	54	46	36	—	°C
	1,5	111°	„	90	85	79	72	55	60	50	40	„
	2	121°	„	100	95	89	83	77	68	62	52	„
	3	134°	„	125	110	104	97	90	86	79	73	„
20			$WE =$	1000	2000	3000	4000	5000	6000	7000	8000	*WE*
			$D =$	1,7	3,3	5,5	7,2	8,7	11,0	12,7	14,8	kg
	1	100°	$\vartheta_m =$	73	69	60	57	52	43	33	—	°C
	1,5	111°	„	85	81	75	69	61	54	46	37	„
	2	121°	„	95	90	85	79	73	66	59	50	„
	3	134°	„	108	102	97	92	86	79	75	66	„
30			$WE =$	—	1000	2000	3000	4000	5000	6000	7000	*WE*
			$D =$	—	1,7	3,5	5,5	7,0	9,1	10,9	13,0	kg
	1	100°	$\vartheta_m =$	—	64	59	55	46	40	30	—	°C
	1,5	111°	„	—	75	72	65	58	51	43	35	„
	2	121°	„	—	85	81	74	67	61	55	46	„
	3	134°	„	—	95	90	85	80	73	67	61	„
40			$WE =$	—	—	1000	2000	3000	4000	5000	6000	*WE*
			$D =$	—	—	1,75	3,7	5,3	7,2	9,1	11,1	kg
	1	100°	$\vartheta_m =$	—	—	54	50	43	35	28	—	°C
	1,5	111°	„	—	—	64	58	54	45	41	32	„
	2	121°	„	—	—	76	70	64	57	52	43	„
	3	134°	„	—	—	91	84	79	70	66	58	„
50			$WE =$	—	—	—	1000	2000	3000	4000	5000	*WE*
			$D =$	—	—	—	1,8	3,5	5,5	7,2	9,2	kg
	1	100°	$\vartheta_m =$	—	—	—	45	39	32	25	—	°C
	1,5	111°	„	—	—	—	54	50	43	36	29	„
	2	121°	„	—	—	—	66	59	54	47	40	„
	3	134°	„	—	—	—	79	74	68	62	57	„
60			$WE =$	—	—	—	—	1000	2000	3000	4000	*WE*
			$D =$	—	—	—	—	1,7	3,7	5,5	7,3	kg
	1	100°	$\vartheta_m =$	—	—	—	—	35	29	22	—	°C
	1,5	111°	„	—	—	—	—	45	39	32	25	„
	2	121°	„	—	—	—	—	54	50	43	36	„
	3	134°	„	—	—	—	—	70	62	57	51	„

verbrauch D hilft die Tabelle 55 den geeigneten Durchmesser des oder der Heizrohre bestimmen.

Der Rohrdurchmesser, die bekannte Temperatur-Differenz und die bekannte Eintritts-Geschwindigkeit geben dann mit Hilfe der Gleichung (208) und der Tabelle 57 die erforderliche Rohrlänge und daraus die Kühlfläche H_ε, wenn die Geschwindigkeit der um das Rohr sich bewegenden Flüssigkeiten bekannt ist. Ist diese Geschwindigkeit nicht bekannt, so ist zu empfehlen, in die Gleichung $H_\varepsilon = \frac{C}{k_\varepsilon \vartheta_m}$ den kleineren Wert von k_ε aus Gleichung (220) zu setzen.

Wird die Flüssigkeit nicht künstlich über die Heizflächen getrieben, so nimmt die Schnelligkeit ihrer Bewegung um diese Fläche zu mit ihrer Temperatur-Zunahme. Das wirkliche Maß ihrer Geschwindigkeit ist dabei abhängig von der Gestalt und den Abmessungen des umhüllenden Gefäßes und der Verteilung der Heizfläche (die natürlich stets unten angeordnet wird).

Die durchschnittliche Flüssigkeits-Geschwindigkeit um die Heizfläche mag bei der Erwärmung ohne Rührwerk in den verschiedenen Fällen etwa zwischen $v_f = 0{,}02$ und 0,300 m schwanken, wobei die kleineren Zahlen für größere Gefäße und niedrigere Flüssigkeits-Temperaturen unter 60°, die größeren für kleinere Gefäße und höhere Flüssigkeits-Temperaturen (60—100°) gelten.

Der Transmissions-Koeffizient darf hier angenommen werden, für Dampf-Heizschlangen, die zur Erwärmung ohne Rührwerk dienen:

$$k_\varepsilon = 225 \sqrt{v_d} \text{ bis } 450 \sqrt{v_d} \quad . \quad . \quad . \quad (220)$$

Der Querschnitt des Dampf-Einganges werde mit Hilfe der Tabelle 14 gewählt.

Wenn die Bewegung der Flüssigkeit durch ein Rührwerk künstlich befördert werden soll, so kann ihre Geschwindigkeit einigermaßen bestimmt werden. Sie betrage 1—3 m. Größere Geschwindigkeit hat keinen erheblichen Vorteil, denn die Wärmeübertragung nimmt dadurch nicht in sehr großem Maße zu, während die erforderliche Bewegungsarbeit erheblich wächst. Das Rührwerk soll natürlich so konstruiert sein, daß es möglichst immer neue Flüssigkeitsteile an die Heizfläche führt.

Der Transmissions-Koeffizient für Erwärmung dünner Flüssigkeiten durch Dampf in Kupfer-Rohren mit Rührwerk ist:

$$k_\varepsilon = 750 \sqrt{v_d} \sqrt[4]{0{,}007 + v_f} \quad . \; . \; . \quad (221)$$

Die durch ein Rührwerk erzielte wirkliche Flüssigkeits-Geschwindigkeit ist übrigens nicht immer leicht weder vor noch nach der Ausführung zu bestimmen.

Notwendiger noch als bei dünnen und leicht beweglichen Stoffen ist die Anwendung der Rührwerke bei Erwärmung und bei Kühlung dicker, zäher Massen, die selbst durch sehr ungleiche Erwärmung nicht zu rascher Zirkulation veranlaßt werden, und ferner solcher Flüssigkeiten, die Schaden leiden, wenn ihre Teile zu nahe bis an die Temperatur der Heizflächen erwärmt werden.

Beispiel. 5000 Liter Wasser sind in 1 Stunde von 20° auf 80° durch Dampf von 100° vermittelst eines Heizrohres zu erwärmen.

Nach der Tabelle 62 braucht man zu dieser Leistung 50 . 6000 = 300000 *WE* d. h. 11 . 50 = 550 kg Dampf. Die Temperatur-Differenz ist 43°.

Die Dampf-Eintrittsgeschwindigkeit wählen wir = 40 m. Den Heizrohrdurchmesser setzen wir gleich 90 mm, denn nach Tabelle 55 gehen durch ein Rohr von 90 l W. in 1 Stunde 13,9 . 40 = 556 kg Dampf.

Ist kein Rührwerk in dem Gefäß angebracht, so nehmen wir als wahrscheinliche Geschwindigkeit des Wassers um das Heizrohr 0,020 m an und finden dann aus der Tabelle 57 (Interpolation) die erforderliche Rohrlänge:

$$l = 194 \,.\, 0{,}090 = 17{,}46 \text{ m}$$

und die Heizfläche:

$$H_\varepsilon = d \,.\, \pi \,.\, l = 4{,}92 \text{ qm.}$$

Das Dampf-Eintrittsventil sei 65, besser 80 mm weit.

Ist ein Rührwerk, welches die Flüssigkeit mit einer Geschwindigkeit von 1 m an der Heizfläche vorbeitreibt, in dem Erwärmungs-Gefäß angebracht, so ist unter übrigens gleichen Umständen nach Tabelle 57 das Verhältnis $\frac{l}{d} = 66$ und folglich $l = 66 \,.\, 0{,}090 = 5{,}94$ m und hieraus die Heizfläche $H = 1{,}69$ qm. Ein Rührwerk vermindert, wie man bemerkt, die erforderliche Heizfläche erheblich.

2. Doppelböden.

Über die Erwärmung einer bestimmten Flüssigkeitsmenge von einer niedrigen auf einer höheren Temperatur in Gefäßen mit Doppelboden ist das Erforderliche im Abschnitt VII gesagt worden, daher kann hierauf verwiesen werden.

B. Kontinuierlicher Ein- und Ablauf der zu erwärmenden Flüssigkeit.

1. Dampfheizschlangen oder Rohrsysteme.

Findet in ein Gefäß, in dem sich eine Heizdampfschlange oder ein Heizrohrsystem befindet, ein ununterbrochener Zufluß und Abfluß der zu erwärmenden Flüssigkeit statt, so ist ihre Geschwindigkeit v_f an der Heizfläche vorbei bekannt.

Auch die Dampf-Eintrittsgeschwindigkeit v_d in die Heizkörper, die aus Rohren bestehen, ist bestimmt oder kann gewählt werden. Wird nicht aller in die Rohre geführte Dampf darin kondensiert, sondern strömt ein Teil davon ab, so ist in die Gleichung von k_ε die Summe seiner Eintritts- und Austrittsgeschwindigkeit einzusetzen. Es ist:

$$k_\varepsilon = 750 \sqrt{v_d} \sqrt[3]{0{,}007 + v_f} \quad . \quad . \quad . \quad (222)$$

Aus den konstanten Temperatur-Differenzen beim Eintritt und beim Austritt der Flüssigkeit ergibt sich nach Tabelle 1 die mittlere Temperatur-Differenz ϑ_m.

Die zu übertragende Wärmemenge ist:

$$C = F \,.\, \sigma_f (t_{fw} - t_{fk}) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (223)$$

und die Heizfläche:

$$H_\varepsilon = \frac{C}{k_\varepsilon \,.\, \vartheta_m}.$$

Der Verbrauch an Heizdampf nach Gleichung (219):

$$D = \frac{F \,.\, \sigma_f (t_{fw} - t_{fk})}{640 - \left(\frac{t_{fw} - t_{fk}}{2}\right)} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (224)$$

Beispiel. Es sollen stündlich 20000 Liter Wasser von 10° auf 60°, das mit $v_f = 0{,}20$ m Geschwindigkeit an der Heizfläche vorbeifließt, durch Heizdampf von 3 Atm. abs. erwärmt werden.

Es sind stündlich $C = 20000\ (60 - 10) = 1000000\ WE$ zu übertragen und dazu $D = \dfrac{20000\ (60 - 10)}{640 - \left(\dfrac{60 + 10}{2}\right)} = 1627$ kg Dampf erforderlich.

Der Dampf hat die Temperatur $t_d = 134°$ (statt dessen gesetzt 130°).

Die Temperatur-Differenz am Anfang ist $\vartheta_a = 130° - 10° = 120°$

„ „ „ Ende „ $\vartheta_e = 130° - 60° = 70°$

also die mittlere Temperatur-Differenz nach Tabelle 1, da $\dfrac{\vartheta_e}{\vartheta_a} = \dfrac{70}{120} = 0{,}583$ ist; ϑ_m $0{,}77 \,.\, 120 = 92{,}4°$.

Der Heizdampf werde ganz kondensiert und seine Eintrittsgeschwindigkeit sei $v_d = 20$ m, so ist:

$$k_\varepsilon = 750 \,.\, \sqrt{20}\, \sqrt[3]{0{,}007 + 0{,}200} = 1984$$

folglich die Heizfläche:

$$H_\varepsilon = \frac{1\,000\,000}{92{,}4 \,.\, 1984} = 5{,}45 \text{ qm.}$$

Um stündlich 1627 Kilo Dampf mit 20 m Geschwindigkeit eintreten zu lassen, sind nach Tabelle 55 erforderlich 7 Rohre von 50 mm und um daraus 5,45 qm zu bilden, muß jedes Rohr $l = 5$ m Länge haben.

Beobachtungen. 1. Vorwärmer von 100 qm. In ein liegendes, rundes zylindrisches Gefäß, strömt oben an einem Ende Dampf von 100°, der

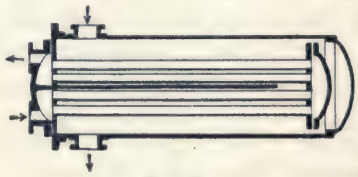


Fig. 24.

durch eine horizontale Scheidewand zum Hin- und Hergang gezwungen wird. Im Gefäß sind Bündel von horizontalen Messingrohren (164 Stück 50 a) angeordnet. Das zu erwärmende Wasser fließt durch Bündel von je 30 resp. 52 Stück im Zickzack. Das Kondenswasser geht mit 100° ab.

Es wurde beobachtet in je einer Stunde:

5460 kg	Wasser	von	12	bis	99°	erwärmt	durch	900 kg	Dampf	= 475 020 WE
6240 „	„	„	12	„	98,5°	„	„	1000 „	„	= 539 760 „
9530 „	„	„	12	„	95°	„	„	1500 „	„	= 790 990 „

dabei war:

Mittlere Wassergeschwindigkeit		v_f	= 0,0217
„	„	v_f	= 0,025
„	„	v_f	= 0,0377
Mittlere Dampfgeschwindigeit		v_d	= 0,488
„	„	v_d	= 0,533
„	„	v_d	= 0,800
Mittlere Temperatur-Differenz		ϑ_a	= 19
„	„	ϑ_a	= 21
„	„	ϑ_a	= 29

beobachtet kg	= 250	berechnet kg	= 239 nach Gl.: (217)
	= 257		= 243
	= 273		= 267,5

2. Vorwärmer von 66 qm, Konstruktion wie vorher. 10576 Liter Wasser strömen stündlich durch (im Mittel) 28 1/2 Messingrohre von 46,4 × 50 ($v_f = 0{,}061$) und werden erwärmt von 60 auf 95° (C = 370160) durch Heizdampf von 100°, der auch mit 100° austritt. Eintrittsgeschwindigkeit gut $v_d = 1$ m. Da $\frac{\vartheta_a}{\vartheta_\varepsilon} = \frac{5}{40} = 0{,}125$ ist, folgt $\vartheta_m = 40 \,.\, 0{,}424 = 16{,}96$ und

$k_\varepsilon = \frac{C}{F \cdot \vartheta_m} = \frac{370\,160}{66 \cdot 16{,}96} = 329$ WE: Berechnet nach Gleichung 217 erscheint $k_\varepsilon = 750 \sqrt{1} \sqrt[3]{0{,}007 + 0{,}061} = 306$ WE.

Beobachtungen. Durch 3 vertikale Abraham-Vorwärmer mit je 54 eisernen Heizrohren $40 \times 44{,}5 - 3490$ lang ($3 \cdot 24 = 72$ qm) wurden durch Dampf von 100° um die Rohre in 1 St. 73 680 Liter Zuckersaft von 60 auf 88° erwärmt. Da $\frac{100 - 88}{100 - 60} = 0{,}3$, ist $\vartheta_m = 40 \cdot 0{,}583 = 23{,}32°$ folglich beobachtet: $k = \frac{73680 \cdot 28}{72 \cdot 23{,}32} = 1223$ WE.

Das innere Rohr hat 32 mm außen, der Draht 4 mm Dicke, Steigung 35 mm, also ist der freie Querschnitt für den Saft $= (0{,}1256 - 0{,}0804)$ $54 \cdot 3 = 7{,}32$ qdm; daher $v_f = 0{,}28$ m/Sek. Dampfeintrittsgeschwindigkeit zirka 5,4 m, folglich nach Gleichung (205), Tabelle 53 berechnet $k = 750 \cdot \sqrt{5{,}4} \sqrt[3]{0{,}287} = 1147$. Das beobachtete k ist etwas größer, wohl weil durch die mechanische Bewegung v_f noch größer als 0,28 war.

In 5 parallele eiserne Schlangenrohre 30×38, zusammen 210 m = 19,78 qm in., 25,0 qm auß., strömt p. 1 St. 183,6 kg Ammoniakgas (=30,6 Kubikmeter à 6 Kilo bei 8 Atm.), das auf 66° überhitzt ist (18,5° Kondensationstemperatur), mit $v = 2{,}43$ m Geschwindigkeit. Außen fließt, Kühlwasser mit $v_f = 0{,}04$ m sich von 7,9—15,1° erwärmend

Wärmeabgabe bei der Kondensation = 45 300 WE

Dabei: $\vartheta_m = 6{,}8°$. Also beobachtet: $k = \frac{45\,300}{6{,}8 \cdot 24} = 282{,}8$ WE

berechnet: $k = 750 \sqrt{2{,}43} \sqrt[3]{0{,}011} = 260$ WE

Vorwärmer. Eisenmantel. Durch 21 Kupferrohre 60 l. W von zusammen 9,5 qm Heizfläche strömen nacheinander in einer Stunde $w =$ 12470 Liter Wasser mit $v_f = 1{,}225$ m Geschwindigkeit und erwärmen sich dabei von 6° auf 90°. Der Heizdampf von 0,15 Atm. = 103,8° C tritt mit $v_d = 10{,}6$ m ein und strömt teils mit, teils gegen das Wasser. Temperatur-Differenz $\vartheta_m = 42{,}2°$. Dies gibt beobachtet $k = 2610$ WE pro St. qm, berechnet nach $k = 750 \sqrt{v_d} \sqrt[3]{0{,}007 + v_f} = 2626$ WE.

Ein zweiter Versuch zeigte $w = 20160$ Liter Wasser von 19 auf 90° $v_f = 1{,}981$, $v_d = 14{,}5$, $\vartheta_m = 38{,}89$, beobachtet $k = 3870$, berechnet nach obiger Formel $k = 3601$. (J. S. Fries Sohn, Frankfurt a. M.)

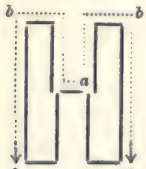
2. Doppelwandige Gefässe.

Wenn in Gefäßen mit großem Dampfraum die zu erwärmende Flüssigkeit dauernd an der Heizfläche ohne besondere mechanische Bewegung vorbeigeführt wird, so sind meistens die Geschwindigkeiten, sowohl des Dampfes als auch der Flüssigkeit unbekannt. Zweckmäßig ist es, beide Stoffe so zu führen, daß möglichst viel Bewegung bei beiden stattfindet. Diese, die Eigenschaften der Flüssig-

keit (Dicke, Ölgehalt, Viskosität etc.), und der Luftgehalt beeinflussen den Koeffizienten k recht erheblich. Kleine Dampfräume wirken gewöhnlich günstiger als große, auch wächst der Koeffizient etwas mit der höheren Temperatur von Dampf und Flüssigkeit. Man darf ihn annehmen $k = 1000—1800$ *WE* je nach den obengenannten Umständen. Im Mittel etwa 1200 *WE*.

Ist ein gut wirkendes Rührwerk angeordnet, das die Flüssigkeit zweckmäßig und kräftig bewegt, so beobachtet man den Transmissionskoeffizienten:

$$k = 750 \sqrt{v_d} \sqrt[3]{0{,}007 + v_f} \text{ bis } = 1200 \sqrt{v_d} \sqrt[3]{0{,}007 + v_f}. \quad (225)$$



Beobachtungen. 1. Über einen ringförmigen Dampfraum von 2,19 qm fließen (a—b—c) in 1 St. 2697 kg Milch, die von 64,7° bis 92,4° durch Dampf von 107° erwärmt werden. Von b bis c wirkt ein Rührwerk mit 4,2 m Geschwindigkeit, woraus sich ergibt $C = 74707$, $\vartheta_m = 26{,}2$, $k = 1302$. (Jahrbuch d. deutsch. Landw. Gesellschaft 1903.)

2. An einem glockenförmigen Dampfraum von 2,5 qm (800 Drm., 780 Höhe), dessen Innentemperatur 109° beträgt fließen stündlich außen von unten nach oben durch ein Rührwerk mit 3,5 bis 4 m bewegt 3879 Liter Milch empor, die von 55,3° auf 94° erwärmt werden. $C = 150117$, $\vartheta_m = 30{,}6$, $k = 1962$. (Molkerei-Zeitung 8. 10. 1904.)

3. Versuche mit einem ähnlichen Apparat von 0,707 qm ergaben k etwa ≏ 2000. (Jahrb. d. deutsch. Landw. Gesellschaft 1904.)

C. Die zu erwärmende Flüssigkeit strömt durch Rohre, um die ruhender Heizdampf steht.

Vollkommen ruhenden Dampf gibt es wohl kaum, aber wir verstehen im folgenden unter ruhendem Dampf einen solchen, der sich mit einer kleineren Geschwindigkeit als 0,5 m pro Sekunde in einer bestimmten Richtung bewegt.

Wird die zu erwärmende Flüssigkeit mit der Geschwindigkeit v_f durch Rohre geführt, während der ruhende Dampf sie mit minimaler Geschwindigkeit umspült, so darf der Wärme-Transmissions-Koeffizient für kupferne Rohre und dünne Flüssigkeiten angenommen werden:

$$k_\varepsilon = 750 \sqrt[3]{0{,}007 + v_f} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (226)$$

so daß die erforderliche Heizfläche wird:

$$H_\varepsilon = \frac{C}{\vartheta_m \,.\, 750 \sqrt[3]{0{,}007 + v_f}} \quad . \quad . \quad . \quad (227)$$

Tabelle 63.

Erforderliche kupferne Heizfläche, um mit ruhendem Dampf von 80—90—100—120° stündlich 1000 Liter mit 0,01—0,4 m Geschwindigkeit durch Rohre strömendes Wasser von 10° resp. 25° auf 50°—90° zu erwärmen.

Geschwindigkeit der Flüssigkeit	Anfangs-Temperatur der Flüssigkeit	Mittlere Temp.-Diff. ϑ_m Heizfläche H_ε	Temperatur t_d des Heizdampfes (Alkohol od. Wasser)											
			80°			90°			100°			120°		
			End-Temperatur der zu erwärmenden Flüssigkeit t_{fe}											
v_f	t_{fa}	qm	50°	60°	75°	50°	70°	85°	60°	80°	90°	60°	80°	90°
0,010	10	$\vartheta_m =$	47,6	40	24,5	58	43,5	27	62	46,5	36	83	69	62
		$H_\varepsilon =$	4.3	6,4	13,6	3,6	7.0	14.3	5.0	7.7	11,5	3,1	5,2	6,8
	25	$\vartheta_m =$	41	34,6	21	51	37,7	23	55,5	41	32	76	64	56
		$H_\varepsilon =$	3,1	5.2	12.2	2.4	5.9	13,0	3.4	6.9	10,4	2,4	4,4	6,0
0,050	10	$\vartheta_m =$	47,6	40	24,5	58	43,5	27	62	46,5	36	83	69	62
		$H_\varepsilon =$	3,0	4,3	9,2	2,4	5.0	9,6	3,2	5,2	8,0	2,1	3,5	4,6
	25	$\vartheta_m =$	41	34,6	21	51	37,7	23	55,5	41	32	76	64	56
		$H_\varepsilon =$	2,1	3,5	8,0	1,7	4,1	8,8	2,3	4.7	7,2	1,6	3,6	4,0
0,100	10	$\vartheta_m =$	47,6	40	24,5	58	43,5	27	62	46,5	36	83	69	62
		$H_\varepsilon =$	2,4	3.5	7,4	2,0	3,9	8,0	2,6	4,2	6,3	1,7	2,9	3,7
	25	$\vartheta_m =$	41	34.6	21	51	37,7	23	55,5	41	32	76	64	56
		$H_\varepsilon =$	1,7	2.9	6.7	1,4	3,4	7,2	1,8	3,8	5,7	1,3	2 4	3,3
0,200	10	$\vartheta_m =$	47,6	40	24,5	58	43,5	27	62	46.5	36	83	69	62
		$H_\varepsilon =$	2,0	2,8	6.0	1.6	3,1	6,3	2,1	3,4	5,1	1,4	2,3	3,0
	25	$\vartheta_m =$	41	34.6	21	51	37,7	23	55,5	41	32	76	64	56
		$H_\varepsilon =$	1,4	2.3	5,4	1,1	2.7	5,7	1,3	3,0	4,6	1,1	2,0	2,6
0,300	10	$\vartheta_m =$	47,6	40	24,5	58	43,5	27	62	46,5	36	83	69	62
		$H_\varepsilon =$	1,7	2,5	5.3	1,4	2.7	5,5	1,9	3,0	4.5	1,2	2,0	2,7
	25	$\vartheta_m =$	41	34,6	21	51	37,7	23	55,5	41	32	76	64	56
		$H_\varepsilon =$	1,2	2.0	4.7	1,0	2,4	5.0	1,3	2,7	4,1	0,9	1,7	2,3
0,400	10	$\vartheta_m =$	47,6	40	24,5	58	43,5	27	62	46,5	36	83	69	62
		$H_\varepsilon =$	1,6	2.3	4.8	1.3	2.5	5,0	1,7	2,7	4,2	1,1	1,8	2,4
	25	$\vartheta_m =$	41	34,6	21	51	37,7	23	55.5	41	32	76	64	56
		$H_\varepsilon =$	1,1	1,8	4,1	0,90	2.2	4,5	1,2	2.4	3.7	0,83	1,6	2,1

Für dicke Flüssigkeiten ist k_ε etwa 10—15 % kleiner, H_ε folglich um ebensoviel größer.

Für eiserne Rohre ist k_ε etwa 15 % kleiner.

Die Temperatur-Differenz ergibt sich nach Tabelle 1 aus der meistens konstanten Dampf-Temperatur und der Anfangs- und End-Temperatur der Flüssigkeit in bekannter Weise.

Wird die Flüssigkeit gleichzeitig durch eine erhebliche Anzahl (vertikaler) Rohre geführt, um die der Dampf, wenn auch nur mit

Geschwindigkeiten von 0,8 bis 1 m pro Sekunde strömt. so ist die Leistung der Heizfläche eine größere, und kann im gegebenen Falle leicht 1,5 mal so groß werden, wie die bei ruhendem Dampfe.

Die Tabelle 63 auf Seite 321 soll für eine Anzahl von Fällen (in denen unter Dampf von 80° und 90° auch Alkoholwasserdampf von 86 resp. 58 Gew.-% verstanden werden kann) die eintretenden Temperatur-Differenzen und erforderlichen Heizflächen angeben.

Beobachtung. Es wurden stündlich 5890 kg Maische von 31° auf 49° durch ruhenden Alkoholwasserdampf (ca. 0,3 m Geschwindigkeit) von 79,1° erwärmt, während die Maische mit einer Geschwindigkeit von 0,205 m durch ein kupfernes Rohr von 100 l. W. und $H_\varepsilon = 6{,}9$ qm Heizfläche strömte.

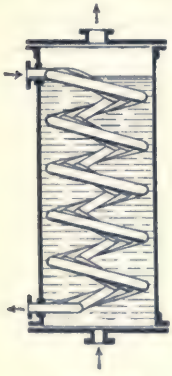


Fig. 25.

Die spezifische Wärme der Maische $\sigma_f = 1$ gesetzt, so würden stündlich zu übertragen sein:

$$C = 5890\,(49 - 31) = 106\,020\ WE.$$

Die Temp.-Diff. war am Anfang: $\vartheta_a = 79{,}1° - 31° = 48{,}1°$

„ „ „ „ Ende: $\vartheta_e = 79{,}1° - 40° = 30{,}1°$

Da $\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a} = \frac{30{,}1}{48{,}1} = 0{,}625$ ist, ist nach Tabelle 1 die mittlere Temperatur-Differenz:

$$\vartheta_m = 0{,}8\,.\,48{,}1 = 38{,}48°.$$

Der Transmissions-Koeffizient ist:

$$k_\varepsilon = 750\,\sqrt[8]{0{,}007 + 0{,}205} = 447{,}75.$$

Die berechnete Heizfläche also:

$$H_\varepsilon = \frac{106\,020}{38{,}48\,.\,447{,}75} = 6{,}15\ \text{qm}.$$

Der Dicke der Flüssigkeit wegen hierzu 10% zugeschlagen, gibt $6{,}15 + 0{,}615 = 6{,}8$ qm, was mit der Wirklichkeit gut stimmt.

Fig. 26.

Beobachtungen[1]). Vertikaler Vorwärmer mit 85 Messingrohren $49 \times 51 \times 2880$, daher 38,45 qm, durch welche Wasser, um welche Vakuum-Dampf strömt.

Kühlwasser pro 1 Stunde	Wasser-Temperatur beim Eintritt	Wasser-Temperatur beim Austritt	pro 1 Stunde	Dampf-Temperatur	Temperatur Differenz	Transmissions-Koeffizient k
Liter	°C	°C	WE	°C	°C	WE
5902	15,4	52,4	218734	59,4	20,20	281
4205	14,9	65	210670	69,0	19,08	288
6002	17,25	60,3	258086	69,7	25,08	266
3582	16,75	71,8	197016	75,25	19,19	267
5648	18	64,4	259850	70,4	20,90	346
4329	17,8	74	250274	80,9	25,38	257

[1]) Wochenschrift für Brauerei 1907. Seite 381, 393, 414.

Beobachtungen. Kalorisatoren, durch die dünner Zucker-
ft erwärmt wird. Der Saft fließt immer durch die Rohre, ent-
eder durch alle zugleich (Fig. 27), oder nur durch einige zugleich
nd dann in n Gängen. — k ist berechnet nach der Gleichung
$= 750\,(1 + 0{,}01\,n)\,\sqrt[3]{0{,}007 + v_f}$.

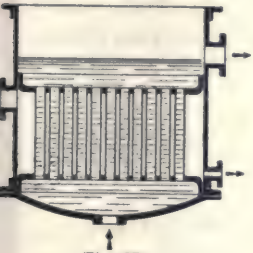


Fig. 27.

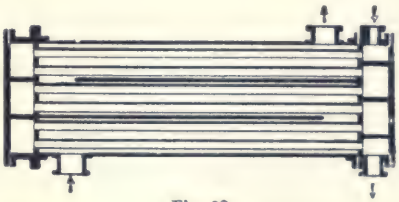


Fig. 28.

Fig. 29.

Figur	Maße	Heizfläche qm	Dampftemperatur °C	Saft, Liter pro 1 Stunde	Saft-Erwärmung von °C	Saft-Erwärmung bis °C	Temperatur-Differenz ϑ_m	Übertragene WE pro Stunde	Saft-Geschwindigkeit v_f m	k beobachtet WE	k berechnet WE
27	668 Rohre	135	100	33160	77	94	12,5	563771	0,083	341	340
27	46×50 1855 lang	135	100	35906	77,5	94	12,2	592449	0,090	374	354
27	578 Rohre	110	100	8915	68	94	15,6	231790	0,00258	135	159
27	46×50 1340 lang	110	100	9869	64	93	17,6	286201	0,00285	148	160,5
28	154 Rohre	50	67	30332	40,2	60,7	14,1	621806	0,924	882	855
28	32,5×36 3340 lang 14 Gänge à 11 Rohre	50	65	34144	42	61	10,7	648736	1,03	1212	880
28	366 Rohre 34,5×38 3285 lang 6 Gänge à 61 Rohre	130	100	35906	84,5	96,5	8	430872	0,175	414	450
29	110 Rohre	36	100	30332	60,7	80,2	29,4	591474	0,924	559	805
29	32×36 3300 lang	36	100	30332	80,2	93	12,3	388250	0,924	877	805
29	10 Gänge	36	100	34144	61	83	26,3	751168	1,04	793	837
29	à 11 Rohre	36	100	34144	83	92,5	10,9	358512	1,04	913	837
29	?	72	100	30332	60,7	93	18,8	979723	0,924	724	805
28	?	72	100	34144	61	93,5	18,2	1109680	1,04	847	837

XXII. Das Kühlen der Flüssigkeiten.

Um Flüssigkeiten zu kühlen, kann man sich mehrerer Verfahrungsarten bedienen. Bei den meisten von ihnen bedingt die Abkühlung einer Flüssigkeit zugleich die Erwärmung ihres Kühlmittels, daher können die Betrachtungen über die Flüssigkeits-Kühlung zugleich auch als solche über deren Erwärmung dienen und so mögen die folgenden Erörterungen auch hierfür als Fingerzeige benutzt werden.

Die künstliche Kühlung von Flüssigkeiten kann auf folgende Arten bewirkt werden:

A. durch direktes Einschütten von Eis,
B. durch direkte Zumischung kalter Flüssigkeit zur warmen,
C. durch Verdampfung eines Teiles der Flüssigkeit ohne Wämezuführung,
D. durch Fließen an Metallflächen, die von einer kälteren Flüssigkeit bespült werden (Oberflächen, Gefäß oder geschlossene Kühler),
E. durch offenes Rieseln über Flächen, die andererseits von kalter Flüssigkeit bespült werden, wobei die umgebende Luft einen Teil der Wärme aufnimmt (Riesel-Kühler),
F. durch Berührung mit Metallflächen, die von kalter Luft bestrichen werden.
G. durch offene Ausbreitung und Verteilung der Flüssigkeiten an der natürlich oder künstlich bewegten Luft (Wasserkühlung).

Hieran schließt sich dann:

H. die Kühlung der Luft durch Wasser.

Wir wollen diese Kühlmittel der Reihe nach etwas besprechen.

A. Das direkte Einschütten von Eis.

Diese Methode der Kühlung wendet man wohl nur an, wenn es sich um Erzielung sehr niedriger Temperaturen handelt. Das verwendete Eis ist meistens nur wenige Grade kälter als 0^0. Seine Schmelzwärme ist $= 79$ *WE*. Berücksichtigt man seine spezifische Wärme ($\sigma_\varepsilon = 0{,}504$) für die 2—3 Grad, um die es sich vor dem Schmelzen erwärmen muß, so darf man annehmen, daß jedes Kilo im Wasser von 0^0 schmelzendes Eis 80 *WE* bindet. Sind t_{fa} und t_{fe} die Temperaturen des Flüssigkeitgewichts F vor und nach

der Abkühlung und σ_f ihre spezifische Wärme, so sind ihr zur Abkühlung:

$$C = F \cdot \sigma_f (t_{fa} - t_{fe}) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (228)$$

Wärmeeinheiten zu entziehen und das aufzuwendende Eisgewicht ist:

$$E = \frac{F \cdot \sigma_f (t_{fa} - t_{fe})}{80 + t_{fe}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (229)$$

Um 100 Kilo Wasser von: 10^0 9^0 8^0 7^0 6^0 5^0 4^0

braucht man E kg Eis:

zu kühlen auf:							
5^0	5,9	4,8	3,6	2,4	1,2	—	—
2^0	9,8	8,6	7,4	6,1	4,9	3,7	2,44.

B. Die direkte Zumischung von kalter Flüssigkeit zur warmen.

Fügt man zu F_w kg einer warmen Flüssigkeit, deren Temperatur t_{fw} ist, F_k kg einer kalten von gleicher spezifischen Wärme und der Temperatur t_{fk}, so ist die Temperatur der Mischung:

$$t_m = \frac{F_w t_{fw} + F_k t_{fk}}{F_w + F_k} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (230)$$

Beispiel. $F_w = 100$ kg Wasser von $t_{fw} = 80^0$ und $F_k = 200$ kg Wasser von $t_{fk} = 20^0$ geben:

$F_w + F_k = 300$ kg Wasser mit der Temperatur:

$$t_m = \frac{100 \cdot 80 + 200 \cdot 20}{100 + 200} = 40^0.$$

C. Flüssigkeits-Kühlung durch Verdampfung.

Diese Art der Kühlung findet am besten dadurch statt, daß man die zu kühlende Flüssigkeit in einen luftverdünnten Raum bringt. Ist über der heißen Wasserflüssigkeit ein Raum geschaffen, in dem eine geringere Spannung herrscht, als Wasserdämpfen von der Flüssigkeits-Temperatur zukommt, so kühlt sie sich bis auf die Temperatur ab, die Wasserdämpfen von der über ihr herrschenden Spannung eigen ist, indem die Flüssigkeitswärme von ihrer ursprünglichen bis auf die niedrigere Temperatur zur Dampfbildung verwendet wird. Die jedem Vakuum, jeder Luftverdünnung, entsprechende Wasserdampf- (also auch Flüssigkeits-) Temperatur ist aus Tabelle 9 zu ersehen.

Hat das Flüssigkeitsgewicht F_w die ursprüngliche Temperatur t_{fw} und kühlt es sich in dem Vakuum auf t_{fk} ab, so ist das entwickelte Dampfgewicht:

$$D = \frac{F_w\,(t_{fw} - t_{fk})}{640 - \frac{t_{fw} + t_{fk}}{2}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (231)$$

Hieraus ergibt sich die folgende kleine Zusammenstellung:

Vakuum mm	Temperatur der abgekühlten Flüssigkeit t_{fk}	100 kg Wasserflüssigkeit von der ursprünglichen Temperatur t_{fw} = 100°	90°	80°	70°	60°
		entwickeln bei Abkühlung auf nebenstehende Temperatur t_{fk} folgende Dampfgewichte D =				
234	90	1,82	—	—	—	—
405	80	3,67	1,82	—	—	—
526	70	5,25	3,50	1,75	—	—
611	60	7,00	5,25	3,50	1,75	—
668	50	8,50	6,80	5,10	3,40	1,70
705	40	10,00	8,33	6,66	5,00	3,33

D. Die Abkühlung einer warmen Flüssigkeit durch eine andere, kalte (bei trennender Metallwand).

Die Abkühlung einer warmen Flüssigkeit durch eine andere, kalte, oder, was dasselbe ist, die Erwärmung einer kalten Flüssigkeit durch eine warme kann auf zwei verschiedene Arten bewirkt werden, nämlich:

1. dadurch, daß man beide Flüssigkeiten kontinuierlich in umgekehrter Richtung (Gegenstrom), mit möglichster Geschwindigkeit an der gemeinsamen Trennungswand vorbeiströmen läßt.

Die warme Flüssigkeit sinkt dabei in geraden oder gebogenen Rohren (Schlangen) oder Rinnen, oder Kanälen abwärts, während die kalte Flüssigkeit in dem umschließenden Gefäß oder in einem das erste konzentrisch umhüllenden Rohre, oder in einem den ersten umgebenden Kanal sich erwärmend nach oben steigt.

Bezeichnen wir mit σ_w die spezifische Wärme der warmen, mit σ_k die der kalten Flüssigkeit, mit t_{wa} und t_{we} die Temperatur der warmen, mit t_{ka} und t_{ke} die der kalten Flüssigkeit (am Anfang und Ende), so ist die zu übertragende Wärme:

$$C = F_w \,.\, \sigma_w\,(t_{wa} - t_{we}) = F_k\,\sigma_k\,(t_{ke} - t_{ka}) \quad . \quad . \quad (232)$$

Aus dieser Gleichung folgt auch das erforderliche Gewicht an warmer Flüssigkeit F_w für die Erwärmung der kalten F_k.

Ist ϑ_m die mittlere Temperatur-Differenz und k_k der Transmissions-Koeffizient, so ergibt sich die für die Kühlung erforderliche Fläche H_k aus der bekannten Gleichung:

$$H_k = \frac{C}{k_k \vartheta_m} = \frac{F_w \sigma_w (t_{wa} - t_{we})}{k_k \vartheta_m} \quad . \quad . \quad . \quad (233)$$

Den Wärme-Transmissions-Koeffizienten k_k zwischen zwei strömenden Flüssigkeiten verschiedener Temperatur findet man nach einer von Molier aus J. P. Joule's Versuchen (Zeitschrift d. V. D. Ing. 1897 Nr. 6 und 7) für kupferne oder messingene Trennungswände unter Vernachlässigung der Wanddicke (die bei ihrer immer geringen Stärke und der guten Leistungsfähigkeit der Metalle von sehr geringem Einfluß ist) aufgestellten Gleichung, welche lautet:

$$k_k = \frac{300}{\frac{1}{1 + 6\sqrt{v_{f_1}}} + \frac{1}{1 + 6\sqrt{v_{f_2}}}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (234)$$

v_{f1} ist die Geschwindigkeit der einen, v_{f2} die der anderen Flüssigkeit.

Um die im größeren Betriebe nie fehlende Inkrustation der Kühlflächen zu berücksichtigen, wählen wir zur Bestimmung des Transmissions-Koeffizienten k_k für die Ausführung die Gleichung:

$$k_k = \frac{200}{\frac{1}{1 + 6\sqrt{v_{f_1}}} + \frac{1}{1 + 6\sqrt{v_{f_2}}}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (235)$$

Hiernach sind die Koeffizienten k_k für Flüssigkeits-Geschwindigkeiten von 0,01—2 m in der Tabelle 64 zusammengestellt, aus der sie für die meisten vorkommenden Fälle entnommen werden können.

Die mittlere Temperatur-Differenz ϑ_m ergibt sich aus dem Verhältnis:

$$\frac{t_{wa} - t_{ke}}{t_{we} - t_{ka}} = \frac{\vartheta_e}{\vartheta_a} \text{ nach Tabelle 1.}$$

Für gewisse ausgewählte Umstände kann die mittlere Temperatur-Differenz auch aus der späteren Tabelle 68 abgelesen werden, in der sie für Rieselkühler angegeben ist.

Tabelle 64.

Transmissionskoeffizient k_k zwischen zwei die Wärme austauschenden Flüssigkeiten, die an Kupfer oder Messingwand mit den verschiedenen Geschwindigkeiten v_1 und v_2 entgegengesetzt strömen.

v_1 = v_2	0,001	0,002	0,004	0,006	0,008	0,01	0,02	0,04	0,06	0,08	0,10	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,25	1,50	2,0
0,001	119	122	128	130	132	136	144	155	160	165	169	180	190	196	200	204	206	208	210
0,002	122	128	132	136	140	142	150	160	168	172	176	188	200	206	212	214	218	222	225
0,004	128	132	138	140	144	148	157	170	176	183	186	200	214	222	226	230	234	238	240
0,006	130	136	140	145	150	153	162	173	183	188	194	208	224	232	238	240	247	250	253
0,008	132	140	144	150	154	156	168	176	188	196	200	216	232	240	246	252	256	260	264
0,01	136	142	148	153	156	160	170	185	194	200	206	224	240	250	256	259	266	270	274
0,02	144	150	157	162	169	170	185	200	210	218	225	246	266	280	285	294	298	302	308
0,04	155	160	170	175	176	185	200	210	234	242	250	274	302	316	328	336	344	350	358
0,06	160	168	177	183	188	194	210	234	250	256	267	296	324	344	356	362	377	380	392
0,08	165	172	183	188	196	200	218	242	256	270	276	312	344	362	376	392	400	408	420
0,10	169	176	186	194	200	206	225	250	267	276	289	328	362	384	400	408	425	440	443
0,20	180	188	200	208	214	224	246	274	296	312	328	370	416	454	464	486	500	512	531
0,40	190	200	214	224	232	240	266	302	324	344	362	416	476	530	540	570	588	606	636
0,60	196	206	222	232	240	250	280	316	344	362	384	454	530	570	606	624	660	680	709
0,80	200	212	226	238	246	256	285	328	356	376	400	464	540	606	644	666	700	724	782
1,00	204	214	230	240	252	259	294	336	362	392	408	486	570	624	666	700	735	762	810
1,25	206	218	234	247	256	266	298	344	377	400	425	500	588	660	700	735	768	800	850
1,50	208	222	238	250	260	270	302	350	380	408	440	512	606	680	724	762	800	833	888
2,0	210	225	240	253	264	274	308	358	392	420	443	531	636	709	782	810	850	888	947

Tabelle 65.

Länge der Kühlrohre von 10 bis 70 mm Durchmesser, wenn ihre innere Kühlfläche 0,25—7 qm betragen soll.

Innerer Rohrdurchmesser mm	Um bei Heiz- oder Kühlrohren eine innere Kühlfläche H_k in qm zu erzielen von: müssen sie bei nebenstehenden Durchmessern folgende Längen l in m haben:														
	0,25	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7
10	8,00	16,1	32,2	48,3	64.5	80,5	96,6	—	—	—	—	—	—	—	—
15	5,30	10,6	21,2	31,8	42.4	53	74,2	84,8	84,8	95,4	106	—	—	—	—
20	4,00	8,0	15,9	23,9	31,8	39,8	47,7	55,7	63,6	71,6	79,5	87,5	95,4	103,4	—
25	3.20	6,4	12,7	19,1	25,4	31,8	38,1	44,5	50.8	57,2	63,5	69,9	79,2	85,6	91,9
30	2,65	5,3	10,6	15,9	21,2	26,5	31,8	37,1	42,4	47,7	53,0	58,3	63,6	68,9	74,2
35	2,30	4,6	9,1	13,7	18,2	22,8	27,3	31,9	36,4	41,0	45,5	50,1	54,6	59,2	63,7
40	2,00	4,0	8,0	12,0	16,0	20,0	24,0	28,0	32,0	36,0	40,0	44,0	48,0	52,1	56,0
45	1,80	3,6	7,1	10,7	14,2	17,8	21,3	24,9	28,4	32,0	35,5	39,1	42,6	46,2	49,7
50	1,58	3,15	6,3	10,0	12,6	15,9	18,9	22,6	25,2	28,9	31,8	35,5	37,8	41.5	44,1
55	1,45	2,9	5,8	8,7	11,6	14,5	17,4	20,3	23,2	26,1	29,0	31,9	34,8	37,7	40,6
60	1,35	2,7	5,3	8,0	10,3	13,3	15,6	18,3	20,1	23,0	26,5	29,2	31,2	33,9	36,2
65	1,25	2,5	4,9	7,4	9,8	12,3	14.7	17,2	19,6	22,1	24,5	27,0	29,4	31,9	34,3
70	1,15	2,3	4,6	6,9	9,2	11,4	13,8	16,1	18,4	20,7	22,7	25,0	27,6	29,9	32,2

Wenn die Kühlfläche aus Rohren von kreisförmigem Querschnitt gebildet werden soll, so kann man sie durch die Dimensionen des Rohres $H_k = d \,.\, \pi \,.\, l$ und das stündlich durchströmende Flüssigkeitsgewicht F_w als Produkt des Rohr-Querschnittes, der Geschwindigkeit und des spezifischen Gewichtes s_w ausdrücken:

$$F_w = \frac{d^2\,\pi}{4} \,.\, v_f \,.\, 3600\, s_w \,.\, 1000 \quad . \quad . \quad . \quad (236)$$

wobei d, l, v_f in m gelten.

Die durch die Kühlfläche in 1 Stunde hindurchgegangene Wärme muß gleich sein der in dieser Zeit von der Flüssigkeit verlorenen:

$$d \,.\, \pi \,.\, l \,.\, k_k \,.\, \vartheta_m = \frac{d^2\,\pi}{4} \,.\, v_f \,.\, 3600 \,.\, s_w\, 1000 \,.\, \sigma_w\,(t_{wa} - t_{we}) \quad (237)$$

Hieraus folgt die Länge des Kühlrohrs:

$$l = \frac{d}{k_k\,\vartheta_m} \,.\, 900000 \,.\, v_f \,.\, s_w \,.\, \sigma_w \,.\, (t_{wa} - t_{we}) \quad . \quad (238)$$

worin σ und s für Wasser $= 1$ sind.

Man kann nicht, um ein bestimmtes Flüssigkeitsgewicht um bestimmte Grade zu kühlen, die erwünschte Strömungs-Geschwindigkeit und den erwünschten Rohr-Durchmesser beliebig annehmen und daraus die Länge des Kühlrohres berechnen, weil man in den meisten Fällen unausführbar lange Rohre erhalten würde; Rohrdurchmesser, Geschwindigkeit und Flüssigkeitsmenge bedingen einander. Es erfordert eine gewisse Übung, passende Verhältnisse zu wählen.

Um die Wahl zu erleichtern, sind hier 2 Tabellen mitgegeben, nämlich:

1. Tabelle 65, die für geforderte innere Oberflächen von 0,5—7 qm bei Rohren von 10—70 mm Durchmesser die notwendigen Längen angibt.

2. Tabelle 66, welche zeigt:

a) Das Flüssigkeits-Volumen V_f, das stündlich durch Rohre von 10—30 mm Durchmesser bei Geschwindigkeiten von 0,02—0,4 m strömt.

b) Die erforderliche Rohrlänge l (und dadurch die Kühlflächen), um die in Spalte 3 angegebenen Flüssigkeits-Volumina V_f (hier Wasser, $\sigma = 1$, $s = 1$) durch Kühlwasser verschiedener Anfangs- und Endtemperaturen t_{ka} und t_{ke} und verschiedener Strömungs-Geschwindigkeiten $v_f = 0{,}02$—$0{,}4$ m von den Anfangs-Temperaturen t_{wa} auf die End-Temperaturen t_{we} zu kühlen.

Diese Tabelle 66 ist mit Hilfe der Gleichung (238) berechnet. Die außerordentlich große Zahl der möglichen Variationen aller Fälle hat nur eine beschränkte Auswahl von Faktoren in ihr darzustellen gestattet.

Sie zeigt, daß, sollen die Rohrlängen nicht zu groß werden, die Geschwindigkeiten der zu kühlenden Flüssigkeiten nur gering sein dürfen. Es müssen daher, wenn es sich um größere Flüssigkeitsmengen handelt, statt eines langen, viele enge, parallel angeordnete Rohre gewählt werden.

Ist zu erwarten, daß die Kühlflächen sehr sauber sein werden, so kann man die aus der Tabelle 66 gefundene Zahl der Rohre oder ihre Länge um etwa 25 % verringern.

Bei Eisenrohren wähle man die Zahl oder die Menge 20 % größer.

Denselben Zuschlag erfordern dicke zu kühlende Flüssigkeiten.

Sind spezifisches Gewicht und spezifische Wärme der zu kühlenden Flüssigkeit nicht = 1, sondern s und σ, so ist die Zahl der Rohre mit $s \cdot \sigma$ zu multiplizieren.

Beispiel. Es sollen kontinuierlich stündlich 2000 Liter Wasser von 80° auf 30° gekühlt werden, durch Kühlwasser, das sich von 15° auf 60° erwärmt. Die Geschwindigkeit des warmen Wassers sei 0,02 m, die des kalten 0,01, das Kühlrohr soll 20 mm Durchmesser haben.

Nach Gleichung (232) ist die zu übertragende Wärme:

$$C = F_w \, \sigma_w \, s_w \, (t_{wa} - t_{we}) = 2000 \,.\, 1 \,.\, 1 \; (80 - 30) = 100000 \; WE.$$

Das Gewicht an Kühlwasser ist:

$$F_k = \frac{C}{t_{ke} - t_{ka}} + \frac{100000}{60 - 15} = 2222 \text{ Liter.}$$

Durch ein Rohr von 20 mm Durchmesser strömen in 1 Stunde bei $v_f = 0{,}02$ m nach Tabelle 66 = 22,6 Liter, es müssen also $\frac{2000}{22{,}6} = 89$ Rohre angeordnet werden.

Die Länge jedes Rohres ergibt sich aus der Gleichung (238):

$$l = \frac{d}{k_k \, \vartheta_m} \,.\, 900000 \,.\, v_f \, (t_{wa} - t_{we}),$$

darin ist nach Gleichung (235) und Tabelle 64: $k_k = 170$.

ϑ_m ist, da $\frac{30 - 15}{80 - 60} = \frac{15}{20} = 0{,}75$ ist, nach Tabelle 1:

$$\vartheta_m = 0{,}872 \,.\, 20 = 17{,}44°,$$

daher: $l = \frac{0{,}02}{170 \,.\, 17{,}44} \,.\, 900000 \,.\, 0{,}02 \,.\, (80 - 30) = 6{,}07$ m,

Die Kühlfläche ist also $= H_k = 89 \,.\, d \,.\, l = 35{,}8$ qm.

Sind 2000 l Alkohol (86,3 Gew.-%), dessen $\sigma_w = 0{,}7$ und $s_w = 0{,}8$ ist, bei denselben Temperaturen wie oben zu kühlen, so ist:

$$C = 100000 \,.\, 0{,}7 \,.\, 0{,}8 = 56000 \; WE.$$

$$F_k = \frac{56000}{60 - 15} = 1244 \text{ Liter.}$$

Die Zahl der Rohre ist wie oben = 89.

Die Rohrlänge $l = 6{,}07 \,.\, 0{,}7 \,.\, 0{,}8 = 3{,}4$ m.

Die Kühlfläche $H_k \backsimeq 19$ qm.

Beobachtung. Hentschels Maische-Kühler. In einem offenen Troge von etwa 360 mm Durchmesser dreht sich eine aus hohlen Windungen bestehende Schnecke von 350 mm Durchmesser mit 40—50 Touren pro Minute und schiebt die Maische von einem Ende zum anderen. Das Kühlwasser fließt gegen die Schneckenbewegung in den hohlen Windungen entgegengesetzt der Maische.

Tabelle 66.

a) Flüssigkeitsvolumen V_f in Litern, das in 1 Stunde bei Geschwindigkeiten von $v_f = 0{,}02-0{,}05-0{,}1-0{,}2-0{,}4$ m durch Rohre von 10—30 m Durchmesser strömt.

b) Erforderliche Rohrlänge l in m, wenn bei kontinuierlichem Betriebe das angegebene Wasservolumen V_f (durch Kühlwasser mit den Temperaturen t_{ka} und t_{ke}) von den Anfangs-Temperaturen t_{wa} auf t_{we} abgekühlt werden soll.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
Innerer Rohrdurchmesser	Geschwindigkeit der zu kühlenden Flüssigkeit	a) Flüssigkeit durchs Rohr Liter pro 1 Stunde	Geschwindigkeit der kühlenden Flüssigkeit	Anfangs-Temperatur der warmen Flüssigkeit t_{wa}																	
				100°				80°					60°					50°			
				End Temperatur der warmen Flüssigkeit t_{we}																	
				3	3	15	25	10	20	20	25	30	3	15	20	25	30	15	20	20	30
				Anfangs-Temperatur des Kühlwassers t_{ka}																	
				2	2	10	10	5	10	15	10	15	2	10	15	10	15	10	10	15	15
				End-Temperatur des Kühlwassers t_{ke}																	
d	v_{f_1}	V_f	v_{f_2}	60	80	60	60	60	60	60	50	60	50	40	40	50	50	30	40	30	30
				b) Erforderliche Kühlrohrlänge in m																	
10	0,02	**5,6**	0,001	11,35	18,9	6,2	3,56	8	7,0	5	4,62	3,6	18,5	5	3,3	3,6	3	3,8	3,6	3,3	1,3
			0,10	8,2	12	4	2,2	5,2	4,5	3,2	2,8	2,3	12	3,7	2,1	2,3	2	2,4	2,3	2,1	0,82
			1,00	5,6	9,4	3,1	1,8	4	3,5	2,5	2,3	1,8	9,3	2,5	1,7	1,8	1,5	1,9	1,8	1,6	0,7
	0,05	**14,1**	0,001	25,8	43	14	8,1	18,1	16	16	10,5	8,1	42	11,5	7,5	8	6,8	8,6	8,2	7,5	3
			0,10	16,5	26,5	9	5,2	12	10.2	10,2	7,2	5,2	27	7,5	4,8	5,2	4,4	5,6	5,3	4,8	2
			1,0	12	19	6,3	3,6	8,1	7,2	7,2	5	3,4	19	5,3	3,5	3,4	3,1	3,9	3,7	3,5	1,4

	0,10	**28,2**	0,001	49	81,5	26,6	15,6	34,5	30	22	20	15,3	80	22	14	15	13	17	16	14,5	6
			0,10	31,5	52	16,5	10,2	22,2	20	14	13	10	52	14	9	10	8,2	10,8	10,2	9,8	4
			1,00	22	37	12	7	16	14	10	9	7	36	10	6,3	6,8	6	7,7	7,2	6,5	2,7
	0,20	**56,4**	0,001	—	—	52	30	—	—	43	39	29,2	—	42	28	29	25,5	34	30	28	13
			0,10	—	—	33	20	49	45	27,6	26	18,5		27	18	18,4	16	22	19	20	8,2
			1,00	—	—	17	10,3	26	23	15	14	10	—	15	10	10	9	12	11	10	4,6
	0,40	**112,8**	0,001	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	21,6
			0,10	—	—	—	43	—	—	—	—	39	—	—	37	38	33	44	39	42	13,9
			1,00	—	—	38	23	54	48	32	29	21	—	32	21	21	19	25	28	21	7
15	0,02	**12,7**	0,001	17	28,5	10,3	5,3	12	10,5	7,5	6,9	5,3	28	7,5	5	5,4	4,5	5,6	5,4	5	2
			0,10	11	18	7	3,9	7,7	7	4,8	4,5	3,5	18	4,8	3,7	3,5	2,9	3,6	3,5	3,7	1,3
			1,00	8,5	14,3	5,2	2,7	6	5,3	3,8	3,5	2,7	14	3,8	2,5	2,7	2,3	2,8	2,7	2,5	1
	0,05	**31,7**	0,001	38,7	64,5	21	12,2	27	24	17	15,8	12,2	58	17,5	12	12	10,2	13	12,2	12	4,5
			0,10	26	42	13,5	7,7	17	15,5	11	10,1	7,8	39	11,3	7,8	7,8	7,1	8,2	7,8	7,8	2,9
			1,00	18	29	9,5	5,6	12,5	11	7	7,2	5,5	29	8	5,4	5,4	4,5	6	5,4	5,4	6
	0,10	**63,5**	0,001	77,7	—	40	23,4	52	45	33	30,2	23	—	33	21	22,5	19,5	26	24	22	9,1
			0,10	49	—	25	15,4	33	29	21	20	15,2	—	21	13,5	14,2	13	16,6	16	14	5,8
			1,00	36	—	18	11	24	20,5	15	14	11,5	56	15	9,5	10,5	9	12	11	10	4,2
	0,20	**127**	0,001	—	—	78	45	—	—	—	59	44	—	61	41	—	38,2	—	45	41	18
			0,10	—	—	49	29	—	52	37	38	28	—	38,6	26	27	25	30	29	26	11,6
			1,00	—	—	27	16	43	29	21	21	16	—	21	15	15	13	18	16	14	5
20	0,02	**22,6**	0,001	22,7	37,8	12,4	7,1	16	14	10	9,3	7,1	37	10	6,6	7,1	6	7,2	7,1	6,6	2,7
			0,10	14,4	24,4	7,9	4,5	10,2	9	7,1	6	4,5	24	7,1	4,1	4,5	3,8	4,6	4,5	4,1	1,8
			1,00	11,4	1,9	6,2	3,6	8	7	5	4,7	3,6	18,5	5	3,3	3,6	3	3,6	3,6	3,3	1,4

Tabelle 66.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
				Anfangs-Temperatur der warmen Flüssigkeit t_{wa}																	
				100°				80°					60°					50°			
				End-Temperatur der warmen Flüssigkeit t_{we}																	
				3	3	15	25	10	20	20	25	30	3	15	20	25	30	15	20	20	30
				Anfangs-Temperatur des Kühlwassers t_{ka}																	
				2	2	10	10	5	10	15	10	15	2	10	15	10	15	10	10	15	15
				End-Temperatur des Kühlwassers t_{ke}																	
Innerer Rohrdurchmesser d	Geschwindigkeit der zu kühlenden Flüssigkeit v_{f_1}	a) Flüssigkeit durchs Rohr Liter pro 1 Stunde V_f	Geschwindigkeit der kühlenden Flüssigkeit v_{f_2}	60	80	60	60	60	60	60	50	60	50	40	40	50	50	30	40	30	30
				b) Erforderliche Kühlrohrlänge in m																	
20	0,05	**56,5**	0,001	52	86	28	16,3	36,2	32	23	21	16,2	—	23	15	24	13,6	17	17	15	6
			0,10	33	55	18	10,5	23	20	15,4	13,5	10,3	48	15,4	10	15	9	11	11	9,8	3,8
			1,00	24	38	13	7,3	17	15	10,5	9,5	7,4	37	10,5	7	11	6	8	8	7	2,7
	0,10	**113**	0,001	97	163	53	31,2	69	60	44	40,2	30	—	44	28	30	26	34	32	29	12
			0,10	62	104	33,5	20	44	39	28	26,7	19,6	—	28	18	20	16,6	22	20,8	18,5	7,8
			1,00	29	76	24	14,5	20	27	20	18	14,5	—	20	13	14	12	16	15	23	5,4
	0,20	**226**	0,001	—	—	—	60	—	—	—	—	58	—	—	—	—	51	—	—	—	24
			0,10	—	—	—	40	—	—	—	—	37	—	—	—	—	32	44	41	37	15,6
			1,00	—	—	36	21	30	50	30	27	20	—	30	19	21	18	24	23	19	9
25	0,02	**35,2**	0,001	28,3	47	16,5	8,9	20	21	22,5	11,5	8,9	46	12,5	8,3	9	7,5	9,4	9	8,3	3,3
			0,10	18,3	30	10,6	5,6	14	13,5	17,9	7,5	5,6	29,2	7,9	5,3	5,7	4,8	6,1	5,7	5,3	2,1
			1,00	14,2	24	8,3	4,5	10	10,5	6,3	5,8	4,4	23	6,3	4,2	4,5	3,8	4,7	4,5	4,2	1,7

	0,05	88	0,001	64	187	35	21	54,5	45	29	26,3	20	—	34,5	19	20	17	22	20	19	7,5
			0,10	41	68	33,5	13,5	34,5	28	18,5	16,7	13	—	22,3	12	13	11	14	13	12	4,8
			1,00	29	49	16,5	9,5	25	18	13,5	12	9	47	16	8,7	9	8	10	9	7,7	3,5
	0,10	176	0,001	122	204	67	39	86,2	—	55	50,3	38	—	—	35	37,5	33	43	40	39	15
			0,10	78	134	43	24,4	55	—	35	32	24	—	42	22,4	24,4	21	27,4	26	23,4	9,8
			1,00	55	92	30	12	39	33	25	23	17	—	30	16	17	15	19,5	18	16,2	6,8
	0,20	352	0,001	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	30
			0,10	—	—	—	43	—	—	—	—	43	—	—	40	43	38	—	—	42	20
			1,00	—	—	—	14	—	—	42	39	29	—	—	27	29	26	33	30	27	10
30	0,01	25,4	0,001	18,2	30,3	10	8,7	12,2	7,7	10,8	7,8	5,7	24,2	9	8,6	5,6	5,1	6,4	6	5,4	2,3
			0,10	12	20	6,7	5,8	8	5,2	7,2	5,2	3,7	16	6	5,4	3,7	3,4	4,3	4	3,6	1,5
			1,00	9	16,5	5,5	4,7	6,7	4	6	4,2	3,1	13	5	4,7	3,1	2,8	3,5	3,3	3	1,28
	0,02	50,8	0,001	24,3	39,5	13,3	11,6	15,9	10,2	14,4	10,5	7,6	32	18	11,5	7,5	6,8	8,6	8	7,2	3,1
			0,10	22	37	12	10,7	15	9	11	9	7	29	13,6	10,6	6,6	6,3	7,6	7,3	6,6	2,8
			1,00	16,2	27	9	7,8	10,8	7,1	9,6	7	5,1	21	8	7,5	5	4,5	5,7	5,4	4,8	2,0
	0,05	127	0,001	80	132	44	35	45,2	33	47	34	24	—	39	37	24	22	27	26	23	10
			0,10	47	78	26	22,6	31,7	20	28	20	13,8	62	23,4	22,3	14,5	13,2	16	15,6	14	6
			1,00	36	60	20	17	24	15	21	15,6	11	48	18	17	11	10	12,8	12	10,8	4,1
	0,10	254	0,001	—	—	—	—	—	—	—	—	45	—	—	—	68	45	51	48	43	19
			0,10	—	—	47	41	57	35	51	36	26	—	42	40	36	23,5	30	28,2	25	11
			1,00	—	—	33	28	40	25	35	26	18,5	—	29	27	18	16,2	21	19,8	17	7,5
	0,20	508	0,001	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
			0,10	—	—	—	—	—	64	—	—	45	—	—	—	44	40	51	48	43	18
			1,00	—	—	66	57	—	37	50	80	30	—	60	56	36	33	42	39	35	15

2800 Liter warme Maische werden dadurch mit 14 qm Kühlfläche in 45 Minuten von 58,8° auf 16,25° gekühlt mit 2400 Liter Kühlwasser, das sich dabei von 10° auf 40° erwärmt.

$$\text{Weil: } \vartheta_a = 58{,}8 - 40 = 18{,}8°$$
$$\vartheta_e = 16{,}25 - 10 = 6{,}25°$$
$$\text{also: } \frac{\vartheta_e}{\vartheta_a} = \frac{6{,}25}{18{,}8} = 0{,}3 \text{ ist,}$$

ergibt sich die mittlere Temperatur-Differenz nach Tabelle 1:

$$\vartheta_m = 0{,}583 \,.\, 18{,}8 = 10{,}96°.$$

Beobachtet wurde in bezug auf die Maische:

$$k_k = \frac{4 \,.\, 2800 \,.\, (58{,}8 - 16{,}25)}{3 \,.\, 14 \,.\, 10{,}96} \backsimeq 1035$$

oder in bezug auf das Wasser:

$$k_k = \frac{4 \,.\, 2400 \,.\, (40 - 10)}{3 \,.\, 14 \,.\, 1096} \backsimeq 621.$$

Die Geschwindigkeit der Maische an der Heizfläche ist:

$$v_{f_1} = \frac{0{,}350 \,.\, \pi \,.\, 45}{2 \,.\, 60} = 0{,}41 \text{ m pro sec.}$$

Die Geschwindigkeit des Wassers ist zunächst ebenso groß, dann aber kommt hinzu seine Geschwindigkeit v_{f_2} in der hohlen Spirale, deren Querschnitt = 0,15 qdm angenommen wird:

$$v_{f_2} = \frac{2400 \,.\, 4}{60 \,.\, 60 \,.\, 30{,}15 \,.\, 10} \backsimeq 0{,}60 \text{ m pro sec.}$$

Das Wasser wird also mit einer Geschwindigkeit von 0,41 + 0,60 = 1,01 Meter an der Trennungswand zwischen Maische und Wasser vorbeigeführt.

Nach der Gleichung (235) berechnet sich daher der Transmissions-Koeffizient für das Wasser:

$$k_k = \frac{200}{\frac{1}{1 + 6\sqrt{0{,}41}} + \frac{1}{1 + 6\sqrt{1{,}01}}} \backsimeq 572$$

was mit dem für das Wasser beobachteten $k_k = 626$ darum genau genug harmoniert, weil die stets reine, gescheuerte Metallfläche und die stete Erneuerung der Flüssigkeit an der Wand durch die Drehung den Koeffizienten günstig beeinflußt.

Der Transmissions-Koeffizient für die Maische erscheint erheblich höher, weil diese durch die Berührung mit der Luft, durch Verdunstung stark gekühlt wird, worin ja eben der Vorteil dieser Kühlmethode besteht.

Beobachtung. Durch 74 Stahlrohre von 38 mm Drm., zusammen

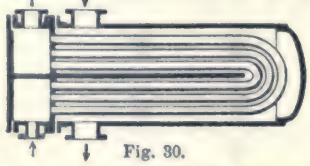


Fig. 30.

66 qm Kühlfläche, flossen in 1 Stunde 2400 Kilo Säure, deren spezifisches

Gewicht 1,7 und deren spezifische Wärme $\sigma = 0{,}5$ war und die von 31,5° auf 17,8° gekühlt wurde durch Wasser, das sich dabei von 11° auf 14° erwärmte, woraus $k = 22{,}55$ WE.

Da die Geschwindigkeit von Säure und Wasser etwa 0,006 m betragen hat, sollte nach Tab. 64 $k = 145$ sein. Die Unstimmigkeit ist unaufgeklärt.

Beobachtung. Liegender Wärmapparat, 1700 Dr., 3000 lang, durch dessen 808 Messingrohre von 28×31 Durchm., 225 qm, im Zickzack pro Stunde 6666 Liter Wasser mit $v = 0{,}027$ m Geschwindigkeit fließen und dabei von 17° auf 64,5° erwärmt werden.

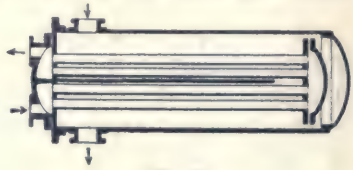


Fig. 31.

Um die Rohre fließen im Zickzack 6049 Liter Wasser mit $v = 0{,}013$, das dadurch von 80° auf 20° gekühlt wird.

Da $\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a} = \frac{3}{15{,}5} = 0{,}193$, ist $\vartheta_m = 7{,}58°$ C. Die kleinere übertragene Wärmemenge ist $6666 \,.\, 47{,}5 = 316666$ Kal., also $k = \frac{316666}{225 \,.\, 7{,}58} = 186$. Nach Tab. 64 sollte es 185 sein, was gut stimmt.

Beobachtung. Durch die Rohre eines liegenden Vorwärmers mit 85 Eisenrohren, 2432—3000 lang, dessen mittlere Heizfläche $H_k = 22{,}41$ qm betrug, wurden stündlich 1633 Liter Salmiakgeist vermittelst einer Pumpe von 90 Dr., 100 Hub 42,8 Touren, gedrückt (spez. Gew. = 0,861, also 1406 Kilo, spez. Wärme = 1,1), also $v_1 = 0{,}012$ m. Eintrittstemperatur 22,2°, Austrittstemperatur 67,65° C, also 70293 Kal. Im Gegenstrom flossen stündlich um die Rohre 350—400 k weniger Salmiakgeist (spez. Gew. 0,925, spez. Wärme 1,1) mit $v_2 = 0{,}0025$. Eintrittstemperatur 90,4°, Austrittstemperatur 27° C, also 69740 Kal. (Strahlungsvalent). ϑ_m (da $\frac{27 - 22{,}2}{90{,}4 - 67{,}65} = 0{,}211$) $= 11{,}6°$, folglich $k = \frac{70000}{22{,}41 \,.\, 11{,}6} = 270$. (Diese hohe Zahl [sie entspricht reichlich der Gleichung (234)] erklärt sich vielleicht durch die große Reinheit der Heizflächen, welche von der Flüssigkeit gereinigt werden, und durch die Annahme, daß die Pumpe 100% geliefert habe, was kaum zutreffen wird). Habermann, 4. Okt. 1904.

Fig. 32.

Bei den Kältemaschinen findet der Wärmeaustausch im allgemeinen bei niedrigen Temperaturen statt; hierdurch und weil die dabei verwendeten Flüssigkeiten nicht immer die Beweglichkeit des Wassers haben, scheint der Transmissions-Koeffizient hier etwas geringer zu sein. Prof. Dr. H. Lorenz (Zeitschrift f. d. gesamte Kälteindustrie, 1897, Heft 9) fand bei Eisenrohr für flüssige Kohlensäure, die sich einmal von 34,58° auf 21,61° abkühlte durch Kühl-

wasser, das sich dabei von 9,9° auf 21,61° erwärmte, $k_k = 105$, ein andermal, als die flüssige Kohlensäure sich von 19,45° auf 11,8° kühlte und das Kühlwasser von 9,9° auf 11,08° erwärmte, $k_k = 125$ (wenn die wirkliche mittlere Temperatur-Differenz zugrunde gelegt wird).

2. Die zweite Methode (die diskontinuierliche oder periodische) besteht darin, daß man die ganze Masse der warmen Flüssigkeit zugleich in ein Gefäß bringt und nun an dessen äußeren Wänden, oder durch hineingelegte ruhende oder bewegte Rohre oder Platten so lange Kühlflüssigkeit (meistens Wasser) strömen läßt, bis die Masse genügend abgekühlt ist. Hierbei ist es für die Beschleunigung der Operation vorteilhaft, die zu kühlende Flüssigkeit künstlich ziemlich schnell über die Kühlflächen, oder die Kühlfläche durch die Flüssigkeit zu bewegen, da die gleichzeitig in dieser herrschenden sehr geringen Temperaturunterschiede nur eine langsame Zirkulation erzeugen. Die dem Flüssigkeitgewicht F_w, das von t_{wa} auf t_{we} abgekühlt werden soll, zu entziehende, also vom Kühlmittel aufzunehmende Wärme ist:

$$C = F_w \sigma_w (t_{wa} - t_{we}) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (239)$$

und die zur Übertragung dieser Wärme erforderliche Kühlfläche:

$$H_k = \frac{C}{k_k \vartheta_m} = \frac{C}{\frac{200}{\frac{1}{1+6\sqrt{v_{f_1}}} + \frac{1}{1+6\sqrt{v_{f_2}}}} \vartheta_m} \quad . \quad (240)$$

Nehmen wir an, daß in der warmen Flüssigkeit zu jeder Zeit überall eine gleichmäßige Temperatur herrsche (daß also alle ihre Teile gleichmäßig an der Abkühlung teilnehmen), so verringert sich die mittlere Temperatur-Differenz zwischen ihr und dem Kühlmittel, das sich von seiner konstanten Anfangs-Temperatur auf eine im Laufe der Operation abnehmende End-Temperatur erwärmt, stetig.

Aus der größten Temperatur-Differenz zwischen der warmen Flüssigkeit und dem Kühlmittel am Anfang, ϑ_{a_1} und ϑ_{e_1}, ergibt sich die mittlere Temperatur-Differenz des Anfangs: ϑ_{ma}. Aus der größten und kleinsten Temperatur-Differenz am Ende ϑ_{a_2} und ϑ_{e_2} ergibt sich die mittlere Temperatur-Differenz des Endes: ϑ_{me}.

Aus den beiden mittleren Temperatur-Differenzen, am Anfang und am Ende ϑ_{ma} und ϑ_{me}, bildet sich die wahre mittlere Temperatur-Differenz ϑ_m für die ganze Operationsperiode.

Mit Hilfe der Tabelle 1 ergibt $\frac{\vartheta_{e_1}}{\vartheta_{a_1}}$ die mittlere Temperatur-Differenz des Anfangs: $\vartheta_{ma} = \alpha \vartheta_{a_1}$, ebenso ergibt $\frac{\vartheta_{e_2}}{\vartheta_{a_2}}$ die mittlere Temperatur-Differenz des Endes: $\vartheta_{me} = \beta \vartheta_{a_2}$, und endlich ergibt $\frac{\vartheta_{me}}{\vartheta_{ma}}$ die wahre mittlere Temperatur-Differenz:

$$\vartheta_m = \lambda \vartheta_{ma} = \gamma \,.\, \alpha \vartheta_{a_1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (241)$$

Ist die wahre mittlere Temperatur-Differenz ϑ_m gefunden, und auf einfache bekannte Weise auch die mittlere Temperatur der warmen Flüssigkeit t_m dargestellt, so findet man durch Subtraktion dieser Zahlen ($t_m - \vartheta_m = t_{ke}$) die mittlere Ablauf-Temperatur des Kühlwassers t_{ke} und aus dessen mittlerer Temperatur-Erhöhung $t_{ke} - t_{ka} = t_{\varepsilon m}$ und der zu entziehenden Wärmemenge C das erforderliche Kühlwassergewicht:

$$W = \frac{C}{t_{\varepsilon m}} = \frac{C}{t_{ke} - t_{ka}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (242)$$

Richten wir es nun so ein, daß die Verhältnisse $\frac{\vartheta_{e_1}}{\vartheta_{a_1}} = \frac{\vartheta_{e_2}}{\vartheta_{a_2}}$ einander gleich sind, d. h. daß $\alpha = \beta$ ist, so vereinfacht sich die Rechnung und Betrachtung. Wir nehmen daher auch für das folgende an, daß das Verhältnis der Temperatur-Differenzen am Anfang gleich sei dem Verhältnis der Temperatur-Differenzen am Ende, was ja auch ein ganz guter und natürlicher Zustand ist.

Zur Bestimmung der nötigen Heizfläche fehlt nun noch die Kenntnis der Flüssigkeits- und Kühlwassergeschwindigkeiten v_{f_1} und v_{f_2}. Die erstere darf man, wenn kein Rührwerk vorhanden ist, bei günstiger Anordnung der Kühlfläche etwa $= v_{f_1} = 0{,}02$ annehmen.

Soll ein Rührwerk im Kühlgefäß angebracht werden, so mag man es so anordnen, daß es der Masse eine Geschwindigkeit von 1 m oder etwas darüber, aber nicht mehr als 3 m erteilt.

Die Geschwindigkeit des Kühlwassers, wenn es durch Rohre strömen soll, kann mit Hilfe der Tabelle 66 bestimmt werden. Sie wird meistens nur sehr gering sein.

Beispiel. 2000 Liter Wasser in 1 Stunde von 80° auf 20° abzukühlen durch Wasser von 10°, das sich anfangs auf 60° erwärmen soll.

Die zu übertragende Wärmemenge ist:

$$C = 2000 \,.\, (80 - 20) = 120\,000 \text{ WE.}$$

Die mittlere Temperatur-Differenz am Anfang ist nach Tabelle 1:

$$\left(\text{da } \frac{\vartheta_{e_1}}{\vartheta_{a_1}} = \frac{80-60}{70-10} = \frac{20}{70} = 0{,}286 \text{ ist}\right)$$

$$\vartheta_{ma} = 0{,}575 \,.\, \vartheta_{a_1} = 0{,}575 \,.\, 70 = 40{,}25°.$$

Dieselbe am Ende ist:

$$\left(\text{da } \frac{\vartheta_{e_2}}{\vartheta_{a_2}} = \frac{\vartheta_{e_1}}{\vartheta_{a_1}} \text{ sein soll}\right)$$

$$\vartheta_{me} = 0{,}575 \,.\, \vartheta_{a_2} = 0{,}575 \;(20-10) = 5{,}75°.$$

Da die End-Temperatur-Differenz $\vartheta_{e_2} = \vartheta_{a_2} \,.\, 0{,}286 = (20-10) \,.\, 0{,}286 = 2{,}86$ ist, ist die letzte Ablauftemperatur des Wassers $t_{ke} = (20 - 2{,}86) = 17{,}14°$.

Die wahre mittlere Temperatur-Differenz ist daher:

$$\left(\text{da } \frac{\vartheta_{me}}{\vartheta_{ma}} = \frac{5{,}75}{40{,}25} = 0{,}143 \text{ ist}\right)$$

$$\vartheta_m = 0{,}575 \,.\, 0{,}441 \,.\, 70 = 17{,}7°.$$

Die mittlere Temperatur der Flüssigkeit ist:

$$\left(\text{weil } \frac{t_{we}}{t_{wa}} = \frac{20}{80} = 0{,}25 \text{ ist}\right)$$

$$t_m = 0{,}544 \,.\, 80 = 43{,}52°.$$

Folglich die mittlere Temperatur des Kühlwassers:

$$t_{km} = t_m - \vartheta_m = 43{,}52 - 17{,}7 = 25{,}82°$$

und seine mittlere Ablauftemperatur:

$$\left(\text{da } \frac{17{,}14}{60} = 0{,}2857 \text{ ist}\right)$$

$$t_{kem} = 60 \,.\, 0{,}57 = 34{,}2°.$$

Die erforderliche Menge aus Kühlwasser:

$$W \,.\, (34{,}2 - 10) = 2000 \;(80 - 20) = 120\,000$$

$$W \backsimeq 5000 \text{ Liter.}$$

Soll das Wasser mit 0,1 m Geschwindigkeit durch das Rohr gehen und soll die zu kühlende Flüssigkeit durch das Rührwerk mit 1 m Geschwindigkeit an der Kühlfläche vorbeigetrieben werden, so ist nach Tabelle 64: $k_k = 408$.

Die erforderliche Kühlfläche ist daher:

$$H_k = \frac{C}{k_k \,\vartheta_m} = \frac{120\,000}{408 \,.\, 17{,}7} = 16{,}7 \text{ qm.}$$

Da die Geschwindigkeit im Rohr 0,1 m betragen soll, so kann die Heizfläche bestehen aus:

1	Rohr	von	134	mm	Durchmesser	und	40,0	m	Länge oder
2	Rohren	„	94,5	„	„	„	28,2	„	„ „
4	„	„	67	„	„	„	20	„	„ „
8	„	„	47	„	„	„	14,2	„	„ „
16	„	„	34	„	„	„	9,4	„	„

In der Tabelle 67 sind für einige Fälle die erwünschten Daten zusammengetragen.

Tabelle 67.

Bei diskontinuierlicher (periodischer) Kühlung: Mittlere Temperatur-Differenz ϑ_m. Mittlere Kühlwasser-Abfluß-Temperatur t_{ke}. Erforderliche Kühlwassermenge W und Kühlfläche H_k, bei Geschwindigkeiten der Flüssigkeit von 1 m, des Kühlwassers von 0,1 m, um 100 kg Wasser in 1 Stunde zu kühlen.

Kühlwasser-Eintritts-Temperatur	Flüssigkeit zu kühlen		Kühlwasser-Ablauf-Temperatur am		Mittlere Temperatur-Differenz	Mittlere Kühlwasser-Ablauf-Temperatur	Erforderliches Kühlwasser für 100 kg zu kühl. Flüssigkeit	Kühlfläche für $v_1 = 1\ v_2 = 0,1$	Kühlwasser-Eintritts-Temperatur	Flüssigkeit zu kühlen		Kühlwasser-Ablauf-Temperatur am		Mittlere Temperatur-Differenz	Mittlere Kühlwasser-Ablauf-Temperatur	Erforderliches Kühlwasser für 100 kg zu kühl. Flüssigkeit	Kühlfläche für $v_1 = 1\ v_2 = 0,1$
	von	auf	Anfang	Ende						von	auf	Anfang	Ende				
t_{ka}	t_{wa}	t_{we}			ϑ_m	t_{ke}	W	H_k	t_{ka}	t_{wa}	t_{we}			ϑ_m	t_{ke}	W	H_k
°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	kg	qm	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	kg	qm
10	100	80	80	64,5	41	48,6	52	0,12	10	70	30	60	26,7	16,8	30,8	192	0,60
„	„	80	60	49	54,9	34,7	81	0,09	„	„	30	50	23,3	22,2	25,4	260	0,44
„	„	60	80	49	35	43,6	119	0,28	„	„	20	60	18,3	12,6	27,3	290	1,00
„	„	60	60	38	46,8	31,8	183	0,21	„	„	20	50	16,7	16,8	23,1	382	0,73
„	„	40	80	33,3	28,8	36,9	223	0,50	15	70	50	60	43,3	21,1	38,4	70	0,23
„	„	40	60	26,6	38	27,7	339	0,40	„	„	50	50	37,3	29	30,5	98	0,17
„	„	20	80	17,8	18	32	363	1,09	„	„	30	60	27,3	14,5	33,1	173	0,68
„	„	20	60	15,6	24,5	25,5	516	0,80	„	„	30	50	24,5	20	27,6	228	0,49
15	100	80	80	64,7	39,5	50,1	57	0,122	„	„	20	60	19	10,3	29,6	255	1,20
„	„	80	60	49,4	52	37,6	89	0,095	„	„	20	50	18	14	25,9	315	0,87
„	„	60	80	49,4	32,3	46,3	128	0,30	10	60	40	50	34	19,6	29,6	102	0,25
„	„	60	60	38,8	43,3	35,3	200	0,23	„	„	40	40	28	25,9	23,3	150	0,18
„	„	40	80	34	25,5	40,2	238	0,58	„	„	20	50	18	12,5	24,7	272	0,80
„	„	40	60	28,3	34	31,7	360	0 43	„	„	20	40	16	16,5	20,7	374	0,49
„	„	20	80	18,8	14,4	35,6	390	0,36	15	60	40	50	34,4	17,5	31,7	120	0,28
„	„	20	60	17,6	19,5	30,5	516	1,00	„	„	40	40	28,9	23	26,2	178	0,22
10	80	60	60	45,7	33,3	32,3	90	0,15	„	„	20	50	18,9	9	28,2	303	1,10
„	„	60	40	31,4	45	20,6	195	0,11	„	„	20	40	17,2	12,4	24,8	408	0,80
„	„	40	60	31,4	26,3	31,6	281	0,37	10	50	30	40	25	15,7	23,6	147	0,31
„	„	40	40	23	35	22,9	311	0,28	„	„	30	30	20	20,9	18,4	238	0,24
„	„	20	60	17,4	17,5	26	375	0,83	„	„	20	40	17,5	11,8	21,0	273	0,63
„	„	20	40	17,4	23,3	20,2	590	0,63	„	„	20	30	15	15,7	19,1	330	0,48
15	80	60	60	46	37	28,6	147	0,14	15	50	30	40	25	13,6	25,7	190	0,36
„	„	60	40	32	42,9	22,7	220	0,12	„	„	30	30	21,4	17,9	21,4	315	0,28
„	„	40	60	32,3	24,7	33,2	220	0,40	„	„	20	40	18,6	8,9	23,9	339	0,83
„	„	40	40	24,6	38	29	286	0,27	„	„	20	30	17,1	12,1	20,7	526	0,61
„	„	20	60	18,4	13,7	29,8	405	1.08	10	40	20	30	16,7	11	17,9	253	0,45
„	„	20	40	17	18,9	24,6	625	0,80	„	„	20	20	13,3	15	13,9	513	0,33
10	70	50	60	43,4	22,6	36,9	74	0,22	15	40	20	30	18	8,3	20,6	355	0,60
„	„	50	50	26,7	30	29,5	103	0,16	„	„	20	20	16	11,2	17,7	741	0,44

Beobachtung. Es wurden in dem Maischbottich einer Brennerei mit 8,4 qm Kühlfläche in messingenen bewegten Rohren von 45 mm i., 48 mm ä. Durchmesser in 105 Minuten 3000 Liter Maische von 62,5° auf 16,25° abgekühlt durch 9632 Liter Kühlwasser (in 1 Minute 91,73 Liter) von 10,62°, das sich dabei auf 50°, am Ende auf 13,4° erwärmte.

Die durchschnittliche Geschwindigkeit des Wassers im Kühlrohr war 0,877 m, diejenige der Maische an der Kühlfläche vorüber ca. 0,85 m pro Sekunde. (Bottich 2300 mm Durchmesser, Rührwerk 30 Touren pro 1 Minute, daher seine mittlere Geschwindigkeit = 1,7 m. (Die Bewegung der mitgeführten Maische wird halb so groß angenommen.) Die Maische verlor: 3000 (62,5 — 16,25) = 138750 Kalorien. Das Wasser gewann: 9632 . 12,1 = 116547 Kalorien. Die Differenz: 138750 — 116547 = 22203 Kalorien ist durch Strahlung und Verdampfung verloren gegangen.

Die mittlere Temperatur-Differenz war: $\vartheta_m = 12{,}03°$ und hieraus ergibt sich der beobachtete Transmissions-Koeffizient:

$$k_k = \frac{C}{H_k \,.\, \vartheta_m \, z_h} = \frac{116\,547}{8{,}4 \,.\, 12{,}1 \,.\, \frac{105}{60}} = 665 \text{ Kal.}$$

Der berechnete Transmissions-Koeffizient ist:

$$k_k = \frac{200}{\frac{1}{1 + 6\sqrt{v_{f_1}}} = \frac{1}{1 + 6\sqrt{v_{f_2}}}}$$

$$= \frac{200}{\frac{1}{1 + 6\sqrt{0{,}877}} + \frac{1}{1 + 6\sqrt{0{,}85}}} = 656 \text{ Kalorien,}$$

was genau genug stimmt.

Die nachfolgende Tabelle zeigt das Bild des Versuchs:

Nach Minuten	Maisch-Temp. t_{ke}	Wasser-Ablauf-Temp. t_{ka}	Temperatur-Differenzen am Auslauf ϑ_e	am Einlauf ϑ_a	einzelne mittlere	ganze mittlere ϑ_m	Wassererwärmung im Einzeln.	im Mittel
0	62,5	50	12,5	51,9	28		39,4	
5	56,25	41,25	15	45,65	27	5 . 27,5	30,65	5 .. 35,2
11	50	36,25	13,75	39,4	24,6	6 . 25,8	25,65	6 . 28.15
17	43,75	31,25	12,5	33,15	21,1	6 . 22,6	20,65	6 .. 23,15
25	37,5	27,5	10	26,9	17,4	8 . 19,6	16,9	8 .. 18,77
33	31,25	22,5	8,75	20,65	13,58	8 . 15,5	11,9	8 . 14,4
58	25	20	5	14,4	9,21	25 . 11,25	9,9	25 . 10,9
64	22,5	18,5	4	11,9	7,1	5 . 8,15	7,9	5 . 8,9
74	20	16.25	3,75	9,4	6,18	10 . 6,95	5,65	10 . 6,77
90	17,5	14,4	3,1	6,9	4,9	16 . 5,5	3,8	16 . 4,73
105	16,25	13,4	2,85	5,65	4,1	15 . 4,5	2,8	15 . 3,3
						$\frac{1263}{105} = 12{,}03°$		$\frac{1267}{105} = 12{,}1°$

Beobachtung. Doppelwandiges, emailliertes Gefäß, 2100 Drm., 3000 hoch mit Rührwerk. 20,5 qm Kühlfläche. 10000 Liter Würze Inhalt in 1 Stunde von 44,5° auf 36,5° abgekühlt durch 3600 Liter Wasser, das sich anfangs von 11,5° auf 38°, am Ende von 11,5 auf 31° erwärmt. — Flüssigkeitsbewegung immer weniger als 1 m, Kühlwasserbewegung etwa 0,024 m.

Mittlere Temperatur-Differenz am Anfang:

$$\left(\text{da } \frac{44{,}5 - 38}{44{,}5 - 11{,}5} = 0{,}2\right)$$

$$\vartheta_{ma} = 0{,}5 \,.\, 33 = 16{,}5°.$$

Mittlere Temperatur-Differenz am Ende:

$$\left(\text{da } \frac{36{,}5 - 31}{36{,}5 - 11{,}5} = 0{,}22\right)$$

$$\vartheta_{me} = 0{,}57 \,.\, 25 = 12{,}7°.$$

Wahre mittlere Temperatur-Differenz:

$$\left(\text{da } \frac{12{,}7}{16{,}5} = 0{,}77 \text{ ist}\right)$$

$$\vartheta_m = 0{,}88 \,.\, 0{,}5 \,.\, 33 = 14{,}52°.$$

Wärmeentziehung $= 10000\ (44{,}5 - 36{,}5) = 80000$ Kalorien.

Also beobachtet: $k_k = \dfrac{C}{H_k \,.\, \vartheta_m} = \dfrac{80000}{14{,}52 \,.\, 20{,}5} = 269.$

Nach Tabelle 64 würde bei Kupferfläche das berechnete $k_k = 300$ sein.

Die berechnete mittlere Ablauftemperatur des Wassers ist:

$$\left(\text{da } \frac{31}{38} = 0{,}815\right) \quad t_{km} = 0{,}9 \,.\, 38 = 34{,}2° \text{ C},$$

was (berechnet aus $(34{,}2 - 11{,}5) \,.\, W = 80000$) etwa 3525 Liter Kühlwasser geben würde. Wirklich wurden 3600 verbraucht. Der Wärmeverlust der 12 qm Oberfläche könnte die fehlenden 75 *WE* erklären.

Beobachtung. In einem oben offenen Kupfergefäß von 2800 mm Drm., 1700 mm hoch, 9840 Liter Inhalt, mit nur äußerem zylindrischen Kühlmantel, 14 qm kupferner Kühlfläche, gefüllt mit Wasser von −12° bis −14° wurden in 2 Stunden 10135 Kilo Milch von 7 auf 4° gekühlt. Spezifisches Gewicht der Milch 1,03, spezifische Wärme = 1. Innen schlechtes Rührwerk, 16 Touren, im Kühlmantel schlechte Schraubenrührer.

$$\vartheta_m = 18{,}5°, \quad k = \frac{10135 \,.\, 3}{2 \,.\, 14 \,.\, 18{,}5} = 58{,}7.$$

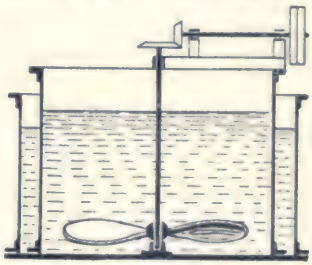


Fig. 33.

Fettige Flüssigkeit — sehr geringe Bewegung.

Eiserzeugung. Hierher gehört auch eine kurze Bemerkung über periodische Kühlung des Wassers bis zur Erstarrung.

Eis wird gebildet entweder in der Art, daß man mit Wasser gefüllte metallene Gefäße (Zellen) in einen Kasten stellt, in dem kaltes Salzwasser um die Zellen getrieben wird (Zelleneis), oder dadurch, daß mit stark gekühltem Salzwasser gefüllte schmale lange Gefäße in Wasser gestellt werden, an deren Wänden sich dann bei einseitiger Kühlung 250—350 mm dicke Eisplatten bilden (Plateneis), oder endlich indem man die schmalen Gefäße ohne Salzlösung direkt als Verdampfer benutzt (trockenes System). Das Eis bildet sich dann direkt an den von Gas gekühlten Wänden.

So erzeugtes Eis wird gewöhnlich bis auf -5^0 abgekühlt. Das kühlende Salzwasser hat bei Zelleneis -5^0 bis -9^0, bei Platteneis -10^0 bis -12^0 bis -18^0 C.

Die nachfolgende kleine Zusammenstellung enthält einige Beobachtungen.

	Zelle	Zelle	Zelle	Zelle [1])	Zelle	Zelle	Platteneis (pro 1 q Dicke	Dicke	Dick
Abmessungen oben	185×90	185×90	179×100	191×191	185×185	185×185	300	275	95 m
„ unten	165×80	160×80	148×88	160,5×160,5	165×165	165×165			
Wasserhöhe innen	1000	735	765	893	1000	1000	—	—	—
Inhalt (total)	14,25	11	12	26,3	28—30	28—30	300	275	95 K
Nutzinhalt	12,5—13	?	?	25,6	25	25	—	—	—
Metallgewicht der Zelle	8	5,15	6,35	11,65	12	12	—	—	—
Kühlfläche H_k	0,533	0,391	0,407	0,653	0,727	0,727	1,0	1,0	1,0 q
Gefrierwassertemperatur am Anfange t_e	10,0	10°	14°	4,91°	10°	10°	10 (?)	4 (?)	4 (?)
am Ende t_a	−5°	−6°	−0,75°	−2,96°	−5°	−3,75°	−5° (?)	−5° (?)	−0° (?)
Salzwassertemperatur t_k	−7,5	(−10 bis −11,75) −10,4	(−3,75 bis −5) −4,38	(−3,23 bis −3,44) −3,33	−8	−5	−12	−13,2	−18
Kühlzeit	8	5,5	9,4	43,6	16,5	22	220	144	24 S
Erforderlich zur Abkühlung									
von 10 auf 0°	1234	969	1104	2208	2464	2464	26400	22550	7790
von 0 auf −5°	36	33	4	27,3	70,5	70,5	756	693	—
des Metalls	13,8	9,6	10	9,3	20	20	—	—	—
Zusammen	1283,8	1011,6	1118	2244,6	2554,5	2554,5	27156	23243	7790
Mittlere Temp.-Differenz ϑ_m =	7,5	11,0	9,2	2,713	8,37	5,535	12,48	12,7	20 ° C
Transmissions-Koeffizient k =	40	42,5	31,7	29,18	25,5	28,8	9,0	12,7	15,2

Spezifische Wärme des Eises: $s = 0{,}504$ des Eisens: $s = 0{,}115$.

Aus diesen etwas rohen Zahlen (die übrigens auch auf die größere oder geringere Bewegung der Salzlösung keine Rücksicht nehmen) ist ein Gesetz für die Wärmeübertragung nicht zu folgern,

[1]) Mittel aus 7 Versuchen mit einander ähnlichen Zahlen. (Sole $^2/_3$ der Kühlzeit bewegt).

man erkennt nur eine ungefähre Abnahme des Transmissions-Koeffizienten mit der zunehmenden Dicke der Eisschicht.

E. Riesel-Kühler.

Manche heiße Flüssigkeiten werden auf die Weise gekühlt, daß man sie frei an der Atmosphäre über metallene Flächen, auf deren anderer Seite kaltes Wasser fließt, herabrieseln läßt. Die solchem Zweck dienenden Apparate nennt man Rieselkühler. Ihre Kühlflächen bestehen aus geraden oder gebogenen parallel übereinander

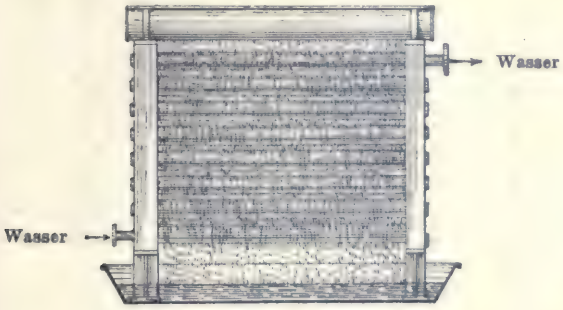


Fig. 34.

Fig. 35.

angeordneten Rohren von rundem oder ovalem, oder angenähert dreieckigem Querschnitt; seltener wählt man dafür ebene, vertikale oder geneigte Flächen oder vertikale Rohre.

Die Geschwindigkeit, mit der die Flüssigkeit an der Kühlfläche herabrinnt, ist verschieden; sie wächst mit der Glätte der Fläche, der Fallhöhe der rieselnden Masse und mit der Flüssigkeitsmenge, die in der Zeiteinheit über 1 m der Apparatlänge geht, d. h. mit der Dicke der fließenden Schicht. Sie nimmt ab mit der Neigung der Flächen gegen den Horizont und mit der Konsistenz, Zähigkeit oder Schwerflüssigkeit der Masse.

An ebenen vertikalen Flächen, deren Höhe

	1	2	3	4 m beträgt,
ist die mittlere Geschwindigkeit herabfließenden Wassers bei glatter Wand ungefähr:	0,5 bis 0,7	0,6 bis 0,9	0,8 bis 1,1	0,9 bis 1,3 m.

Tabelle 68.

Erforderliche Kupfer- oder Messing-Kühlfläche H^k in qm und nötiges Kühlwässriger Flüssigkeit von $t_{wa} = 100°$ bis $30°$ auf $t_{we} = 30°$

Ursprüngliche Temperatur der zu kühlenden Flüssigkeit	Temperatur des ablaufenden Kühlwassers		Ursprüngliche Temperatur des Kühlwassers t_{ka}									
			2°	5°			10°			15°		
			Temperatur der gekühlten Flüssigkeit t_{we}									
t_{wa}	t_{ka}		3°	6°	10°	20°	11°	15°	25°	16°	20°	30°
100°	90°	$\vartheta_m =$	3,91	3,91	7,24	12,40	3,91	7,24	12 40	3,91	7,24	12,40
		$H_k =$	2,50	2,42	1,26	0,646	2,26	1,18	0,604	2,15	1,11	0,56
		$W =$	111	111	107	94,2	112	107	94	112	106	94
	80°	$\vartheta_m =$	6,34	6,34	10,88	17,44	6,34	10,88	17,44	6,34	10,88	17,44
		$H_k =$	1,55	1.48	0,83	0,460	1,40	0,78	0,43	1,33	0,74	0,40
		$W =$	115	125	120	107	128	122	108	130	123	108
	60°	$\vartheta_m =$	10,56	10,56	16,96	25,60	10,56	16,96	25.60	10,56	16,96	25,60
		$H_k =$	0,92	0,90	0,53	0,31	0,84	0,50	0,29	0,8	0,48	0,27
		$W =$	168	171	164	146	178	170	150	187	179	155
80°	70°	$\vartheta_m =$	3,91	3,91	7,24	12,40	3,91	7,24	12,40	3,91	7,24	12,40
		$H_k =$	1.98	1,82	0,97	0,49	1,62	0,89	0,45	1,61	0,83	0,45
		$W =$	114	114	108	93	115	109	92	116	100	90
	60°	$\vartheta_m =$	6,34	6,34	10,88	17,44	6,34	10,88	17,44	6,34	10,88	17,44
		$H_k =$	1,22	1.21	0,65	0,36	1,09	0,60	0,34	1,01	0,56	0,34
		$W =$	133	129	121	104	140	130	110	144	133	110
	40°	$\vartheta_m =$	10,56	10,56	16,96	25,60	10,56	16,96	25,60	10,56	16,96	25,60
		$H_k =$	0,73	0,70	0,41	0,35	0,69	0,38	0,22	0,60	0,36	0,20
		$W =$	200	212	200	171	230	217	184	260	240	200
60°	50°	$\vartheta_m =$	3,91	3,91	7,24	12,40	3,91	7,24	12,40	3,91	7,24	12,40
		$H_k =$	1,46	1,40	0,70	0,33	1,73	0,63	0,28	1,15	0,56	0,25
		$W =$	119	120	110	90	123	112	88	126	114	89
	40°	$\vartheta_m =$	6,34	6,34	10,88	17,44	6,34	10,88	17,44	6,34	10,88	17,44
		$H_k =$	0,90	0,84	0,46	0,20	0,80	0,42	0,20	0,72	0,37	0,20
		$W =$	150	150	143	90	163	150	117	180	160	120
60°	40°	$\vartheta_m =$	3,91	3,91	7,24	12,40	3,91	7,94	12,40	3,91	7,24	12,40
		$H_k =$	1,24	1,15	0,56	0,24	0,99	0,48	0,22	0,80	0,42	0,17
		$W =$	124	124	114	89	130	117	83	136	120	80
	30°	$\vartheta_m =$	6,34	6,34	10,88	17,44	6,34	10,88	17,44	6,34	10,88	17,44
		$H_k =$	0.74	0,71	0,37	0,20	0,61	0,32	0,17	0,55	0,28	0,12
		$W =$	170	178	160	120	195	175	125	226	200	133
40°	30°	$\vartheta_m =$	3,91	3,91	7,24	12,40	3,91	7,24	12,40	3,91	7,24	12,40
		$H_k =$	0.90	0,80	0.42	0.16	0,75	0,35	0.12	0,65	0,28	0,09
		$W =$	132	136	120	80	145	125	75	160	133	66

Tabelle 68.

wasser W in Litern für Riesel-Kühler, um in 1 Stunde $F_{kc} = 100$ kg bis 3° durch Kühlwasser von $t_{ka} = 2°$ bis 15° abzukühlen.

Ursprüngliche Temperatur der zu kühlenden Flüssigkeit	Temperatur des ablaufenden Kühlwassers		Ursprüngliche Temperatur des Kühlwassers t_{ka}									
			2°	5°			10°			15°		
			Temperatur der gekühlten Flüssigkeit t_{kc}									
t_{kc}	t_{ka}		3°	6°	10°	20°	11°	15°	25°	16°	20°	30°
40°	20°	$\vartheta_m =$	6,34	6,34	10,88	17,44	6,34	10,88	17,44	6,34	10,88	17,44
		$H_k =$	0,61	0,45	0,28	0,12	0,45	0,35	0,09	0,40	0,19	0,66
		$W =$	200	227	200	133	290	250	150	480	400	200
30°	25°	$\vartheta_m =$	2,5	2,5	5,0	9,0	2,5	5	9	2,5	5	—
		$H_k =$	1,09	0,97	0,40	0,12	0,77	0,30	0,06	0,57	0,2	—
		$W =$	118	120	140	50	180	100	33	140	100	—
	20°	$\vartheta_m =$	3 91	3,91	7,24	12,40	3,91	7,24	12,40	3,91	7,24	—
		$H_k =$	0,70	0,64	0,28	0,09	0,49	0,21	0,05	0,25	0,15	—
		$W =$	150	160	133	67	190	150	50	280	280	—

Bei den Rieselkühlern mit Rohren von mehr oder weniger kompliziertem Querschnitt ist die Geschwindigkeit viel geringer. Sie sinkt hier bis auf 300, ja 150 mm.

Die zu kühlende Flüssigkeitsmenge, welche in 1 Stunde über 1 m Länge der Kühlfläche außen herabfließt, kann bei größeren Apparaten größer als bei kleineren sein. Bei solchen, die in 1 Stunde kühlen sollen:

100—300—500—800—1000—2000—3000 Liter u. mehr

mögen über einen Längenmeter in 1 St. auf einer Seite fließen: 125—300—390—420—550—700—800 Liter.

Wenn die zu kühlende Flüssigkeit innen, das Kühlwasser außen strömt, so pflegt dieses reichlicher gegeben zu werden und zwar pro 1 m Länge und Stunde (einseitig) 1200—1500 Liter.

Das Kühlwasser tritt unten ein und oben aus. Es ist vorteilhaft, dieses mit ziemlicher Geschwindigkeit durch die Kühlrohre

zu treiben; bei kleineren Apparaten durchströme es die Rohre mit etwa 0,3 m, bei großen mit 0,6 und mehr (bis 1,5 m).

Die Kühlwirkung dieser Konstruktionen ist meistens eine sehr gute, weil die dünne Flüssigkeitsschicht die Wärmeaufnahme sehr begünstigt, weil die Geschwindigkeit beider Flüssigkeiten, der kühlenden und der gekühlten, hier größer als bei Gefäßkühlern sein kann, weil die Luft durch eigene Erwärmung und durch Verdunstung die Kühlung befördert, und weil die leichte Zugänglichkeit der Flächen sie stets rein und wirkungsvoll zu erhalten erlaubt. Ein kleiner Betrag der Wärme wird auch durch Ausstrahlung beseitigt.

Die Rieselkühler werden in Fabrikräumen, auch im Freien aufgestellt und in diesem Falle befördert die nie fehlende Luftströmung die Wirkung sehr. In Fabrikräumen steigt die den Kühler umgebende Luft langsam an der Flüssigkeit empor, bei kleinen Kühlern und kälteren Flüssigkeiten mit etwa 0,2—0,3 m, bei höheren Apparaten und wärmeren Flüssigkeiten mit etwa 1 m. Sie erwärmt sich etwa proportional mit der Temperatur der zu kühlenden Flüssigkeit und nimmt entsprechend ihrer Erwärmung und ihrem ursprünglichen Feuchtigkeitsgehalt Wasser auf, ähnlich, wie es bei der Wasserkühlung beschrieben wird. Die Flüssigkeit verliert durch Verdunstung, je nach den Umständen, etwa 1—3 % ihres Gewichtes.

Da zuverlässige, experimentell gewonnene Zahlen über die Lufterwärmung und ihre Verdunstungsleistung bei diesen Konstruktionen nicht zur Verfügung stehen, so müssen wir darauf verzichten, durch Rechnung zu bestimmen, welche Wärmemenge von der Luft, und welche vom Kühlwasser einzeln bei Rieselkühlern aufgenommen wird. Es scheint, daß die Wärmeaufnahme der Luft etwa proportional der mittleren Temperatur-Differenz zwischen Wasser und Luft stattfinde.

Je wärmer die zu kühlende Flüssigkeit auf den Apparat kommt, desto erfolgreicher arbeitet dieser, weil dann durch Verdunstung ziemlich viel Wärme gebunden wird. Es ist von erheblicher Bedeutung für die Leistung, daß die Flüssigkeit ruhig, ohne zu spritzen, über die ganze Oberfläche herabrinnt. Es wird angegeben, daß in diesem Fall der Transmissions-Koeffizient $k_t = 1000$ betrage. Auch der Feuchtigkeitsgehalt und Zustand der Ruhe oder Bewegung der umgebenden Luft beeinflußt die Wirkung.

Beobachtungen. 1. Ein Rieselkühler 13,4 qm kühlte stündlich 2600 Liter Bier von 70° auf 13° durch Kühlwasser von 10°, das mit 33° abfloß. Dies ergibt: $k_k = 905$.

2. Rieselkühler 13,5 qm kühlte stündlich 3500 Liter Bier von 70° auf 18° durch Kühlwasser von 15°, das mit ca. 40° abfloß. Dies ergibt: $k_k = 1150$.

3. Rieselkühler 20 qm (16 Rohre 55 ä. Drm. — 4200 lang = 11,5 qm mit Wasser von 8,75°—25° gespeist, + 12 Rohre dito = 8,66 qm mit Eiswasser von 1°—7,5° gespeist) kühlte stündlich 6000 Liter Bier von 43,7° auf 6° ab. (Biertemperatur am Abfluß des Eiswassers = 14,1°.) Dies ergibt für die 11,5 qm $k_k = 1417$ — für die 8,56 qm $k_k = 976$.

4. Rieselkühler. 6000 Liter Würze in 1 Stunde durch Rieselkühler mit Wellrohren (0,24 m Geschwindigkeit) in 2 Absätzen gekühlt. Oben von 50° auf 20° durch 16 Rohre von 11,4 qm mit 4572 (0,564 Geschwindigkeit) Liter Kühlwasser, das sich von 10° auf 28° erwärmte, unten von 20° auf 7° durch 18 Rohre von 12,9 qm mit 3000 (0,37 m Geschwindigkeit) Liter Wasser, das sich von 1° auf 15° erwärmte.

Die Würze verlor oben: 6000 (50—20) = 180000 *WE*, unten: 6000 (20—7) = 78000 *WE*. Das Wasser gewann oben 4572 (28—10) = 82296 *WE*, unten: 3000 (15—1) = 4200 *WE*. Etwa 51 % der Kühlwirkung wurde durch Verdunstung und Strahlung bewirkt. Temperatur-Differenz oben: $\vartheta_m = 15{,}4$, unten: $\vartheta_m = 5{,}4°$. Transmissions-Koeffizient oben: $k_k = 1020$, unten: $k_k = 1114$. Z. d. V. d. Ing. 1900, Seite 993.

5. Rieselkühler 65 qm (90 Messingrohre, 5000 lang, 46 außen, 3 Wände). Im Freien aufgestellt. Lufttemperatur 21,5°. Er erwärmte stündlich 40400 Liter außen herabfließendes Wasser von 10,8° auf 11,65°, dadurch abkühlend etwa 65000 Liter innen fließendes Wasser von 11,4° auf 11,9°. Geschwindigkeit des Wassers innen auch außen 1,5 m. Temperatur-Differenz oben: 11,4—10,8 = 0,6°, unten: 11,9—11,65 = 0,25° C. Da $\frac{0{,}25}{0{,}6} = 0{,}417$, ist die mittlere Temperatur-Differenz $\vartheta_m = 0{,}4032$, folglich $k_k = 1310$. Saubere Flächen.

Aus diesen und einigen anderen hier nicht mitzuteilenden Beobachtungen darf man für die Bestimmung der erforderlichen Kühlfläche von Rieselkühlapparaten annehmen

$$k_k = 1000 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (243)$$

und hieraus würde dann die zur Kühlung von C Kalorien nötige Fläche folgen:

$$H_k = \frac{C}{1000 \cdot \vartheta_m z_k} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (244)$$

Diese Gleichung gilt für Kupfer- oder Messing-Kühlrohre, für Wasserkühlung und dünne, warme Flüssigkeiten.

Ist die ursprüngliche Temperatur der Flüssigkeit niedrig, etwa unter 15°, so darf nur etwa angenommen werden:

$$k_k = 700 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (245)$$

Besteht die Kühlfläche aus Eisen, so ist für warme Flüssigkeit:

$$k_k = 800$$

Ist die zu kühlende Masse etwas dicker wie Wasser, so ist H_k um etwa 20 % zu vergrößern. Hiernach ist die Tabelle 68 zusammengestellt, die ohne Erklärung deutlich ist.

Beispiel. Es sollen in 1 Stunde $F_w = 1000$ kg Wasserflüssigkeit von $t_{wa} = 80°$ auf $t_{we} = 17°$ abgekühlt werden. Das Kühlwasser hat $t_{ka} = 15°$ und soll mit $t_{ke} = 60°$ abfließen.

Dann ist $z_h = 1$

$$C = F\,(t_{wa} - t_{we}) = 1000\,(80 - 17) = 63\,000 \text{ WE.}$$

Die größeste Temperatur-Differenz ist: $\vartheta_a = 80° - 60° = 20°$.

Die kleinste „ „ „ $\vartheta_e = 17° - 15° = 2°$.

Da also $\frac{\vartheta_e}{\vartheta_a} = \frac{2}{20} =$ ist, folgt aus Tabelle 1

$$\vartheta_m = 0{,}391 \,.\, 20 = 7{,}88°.$$

Demnach ist die erforderliche Kühlfläche:

$$H_k = \frac{C}{k_k\, \vartheta_m\, z_h} = \frac{63\,000}{1000 \,.\, 7{,}88 \,.\, 1} = 8 \text{ qm.}$$

Das nötige Kühlwassergewicht W ergibt sich aus:

$$C = W\,(t_{ke} - t_{ka}) = W\,(60 - 15)$$

$W = 1400$ Liter.

F. Die Kühlung durch Berührung mit Metallflächen, die von kalter Luft bestrichen werden.

Hierüber ist im Abschnitt XX B. 2 (Seite 303) berichtet worden.

G. Das Kühlen des Wassers durch Luft.

Zum Kühlen größerer Mengen heißen Wassers bedient man sich meistens der Methode, das Wasser mit möglichst großer Oberfläche der ruhenden oder bewegten Luft darzubieten. Man läßt das Wasser in flachen Teichen mit großer Oberfläche stehen oder durch flache, lange Kanäle fließen; man läßt es in Schleiern über Terrassen herabströmen oder an flachen, vertikalen oder geneigten Wänden herabrieseln. Auch in Form von Tropfen und Strahlen fällt es wie im Gradierwerk herab oder wird durch Düsen, fein verteilt, emporgeschleudert, um als Staub herabzusinken.

Die kühlende Luft bewegt sich dabei mit ihrer natürlichen Geschwindigkeit oder künstlich angetrieben über das Wasser hinweg. Man erstrebt stets bei diesen Einrichtungen, möglichst viel Luft

mit möglichst viel fein verteiltem Wasser in direkte Berührung zu bringen.

Die kalte Luft wirkt in zweifacher Weise kühlend auf das warme Wasser ein: erstens direkt dadurch, daß sie zu ihrer eigenen Erwärmung dem Wasser Wärme entzieht. Hat die atmosphärische Luft bei ihrer ersten Berührung mit dem Wasser die Temperatur t_{la} und verläßt sie es mit t_{le}, so nehmen L kg Luft aus dem Wasser:

$$C_\varepsilon = L \,.\, 0{,}2375 \,.\, (t_{le} - t_{la}) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (246)$$

Kalorien zur eigenen Erwärmung auf.

Zweitens kühlt die Luft das Wasser dadurch, daß sie einen Teil davon zum Verdampfen bringt. Die fast nie mit Wasserdampf ganz gesättigte atmosphärische Luft nimmt gern noch davon auf, besonders wenn sie, wie es hier durch das Wasser geschieht, erwärmt wird.

Über die von der Luft aufnehmbare Wassermenge und einige andere hier interessierende Fragen findet sich Näheres in unserem Buch: „Das Trocknen mit Luft und Dampf", Julius Springer, Berlin, 3. Auflage 1908, aus dem auch die für das Folgende nötigen Zahlenangaben entnommen sind. Statt der hier folgenden Betrachtung kann auch die a. a. O. Seite 33, Tabelle XII, Diagramm III beschriebene Methode angewendet werden.

Enthält 1 kg Luft vor der Berührung mit dem Wasser d_a kg Dampf und beim Verlassen des Wassers d_e kg, so hat dieses 1 kg Luft während der Berührung $(d_e - d_a)$ kg Wasserdampf aufgenommen. War die Wassertemperatur im Mittel t_{wm}, so sind dem Wasser zur Verdampfung dieses von 1 kg Luft entführten Gewichts:

$$C_v = L\,(d_e - d_a)\,(640 - t_{wm}) \quad . \quad . \quad . \quad (247)$$

Kalorien entzogen worden.

Im ganzen führen also L kg Luft:

$$C_k = C_\varepsilon + C_v = L\,|\,0{,}2375\,(t_{le} - t_{la}) + (d_e - d_a)\,(640 - t_{wm})\,| \quad (248)$$

Kalorien aus dem Wasser fort.

Wenn W kg Wasser von der Temperatur t_{wa} auf die Temperatur t_{we} abgekühlt werden sollen, so sind dazu $W\,(t_{wa} - t_{we})$ Kalorien erforderlich und die Hauptgleichung lautet:

$$C_k = C_\varepsilon + C_v = W\,(t_{wa} - t_{we})$$
$$= L\,[0{,}2375\,(t_{le} - t_{la}) + (d_e - d_a)\,(640 - t_{wm})\,| \quad . \quad . \quad (249)$$

Die Temperatur der Außenluft t_{la} und ihr Feuchtigkeitsgehalt

sind sehr schwankend, auch Temperatur und Feuchtigkeit der abgehenden Luft sind veränderlich, ebenso ist die Temperatur des zu kühlenden Wassers in jedem Fall eine andere. Um nun aber wenigstens zu einem Überblick über die jeweiligen Umstände und Wirkungen in den so ungemein veränderlichen verschiedenen Fällen zu kommen, mögen die folgenden Tabellen 69 und 70 dienlich sein.

Für die Tabelle 69 wurde die zum Verdunsten von 1 kg Wasser erforderliche Wärme, vielleicht etwas knapp, zu 600 Kalorien angenommen. Ferner ist ihr die Annahme zugrunde gelegt, daß die atmosphärische Luft bei ihrer jeweiligen Temperatur mit Wasser ganz gesättigt sei, daß sie aber die Kühlanlage mit Temperaturen von 5—40° nur $^3/_4$ gesättigt verlasse. Die Werte von d_a und d_e, die den Wassergehalt in 1 kg Luft angeben, wurden aus den Tabellen I und III des oben genannten Buches entnommen.

Die Tabelle 69 zeigt in den Zeilen 1, wieviel Wärmeeinheiten 1 kg Luft durch eigene Erwärmung aus dem Wasser aufnimmt $[= 0{,}2375\ (t_{le} - t_{la})]$ und in den Zeilen 2, wieviel Kalorien dasselbe kg Luft durch teilweise Verdunstung des Wassers diesem entzieht $[= (d_e - d_a)\,(600 - t_{wm})]$. Die Summe dieser beiden Zeilen würde dann lehren, wieviel Kalorien 1 kg Luft im ganzen dem Wasser entführt.

Die Zeilen 3 geben das Verhältnis der Wärmeaufnahme durch Lufterwärmung zu der durch Verdunstung.

Die vierten Zeilen nennen das erforderliche Luftgewicht L, um dem Wasser 1000 Kalorien abzunehmen.

Beispiel. Berührt die Luft das Wasser mit 0° und verläßt sie es mit 20°, so ist das Verhältnis der durch eigene Erwärmung zu der durch Verdunstung entzogenen Wärme nach Spalte 7, Zeile 3 = 0,527 : 0,473.

Sollen im ganzen 1000 Kalorien abgeführt werden, so muß die Luft davon durch eigene Erwärmung: $C_\varepsilon = 1000 \,.\, 0{,}527 = 527$ *WE*, durch Verdunstung: $C_v = 1000 \,.\, 0{,}473 = 473$ *WE* aufnehmen:

Nun ist nach Gleichung (246):

$$C_\varepsilon = L \,.\, 0{,}2375\ (t_{le} - t_{la}) = L \,.\, 0{,}2375\ (20 - 0) = 527\ WE$$

und daher das dazu erforderliche Luftgewicht (Tab. 69, Sp. 7, Zeile 1):

$$L = \frac{527}{4{,}750} \backsimeq 111 \text{ kg}.$$

[Zur Probe: Diese 111 kg können, wenn die Luft bei 0° ganz und bei 20° nur $^3/_4$ gesättigt ist, tatsächlich die ihr zur Verdunstung zugemuteten $C_v = 1000 \,.\, 0{,}473 = 473$ Kalorien aufnehmen, denn nach Tabelle I

Tabelle 69.

Wärmeaufnahme von 1 Kilo Luft durch eigene Erwärmung C_ε und Verdunstung C_v. Welcher Teil der ganzen Wärmeaufnahme durch Erwärmung $\frac{C_\varepsilon}{C_\varepsilon + C_v}$ und welcher durch Verdunstung $\frac{C_v}{C_\varepsilon + C_v}$ geschieht. Erforderliches Luftgewicht L und Volumen V_{ta}, sowie Wasserverdunstung für je 1000 Kal. Wärmeentziehung.

Bei Temperaturen der atmosphärischen ganz gesättigten Luft von —20 bis + 30°, und Temperaturen der abgehenden $^3/_4$ gesättigten Luft von 5 bis 40°.

Zeile	Temp. d. atm. Luft t_{ta}		Temperatur der abgehenden Luft t_{te}							
			5°	10°	15°	20°	25°	30°	35°	40°
1	—20	$(t_{te}-t_{ta})$ 0,2375 =	5,94	7,12	8,30	9,50	10,68	11,78	12,9	14,22
2	für 1 Kilo Luft	(d_e-d_a) (640—t_w) =	2,04	3,006	4,38	6,16	8,4	11,86	15,68	20,68
3		durch Erwärmung	0,744	0,704	0,659	0,607	0,562	0,490	0,449	0,407
		„ Verdunstung	0,256	0,296	0,346	0,393	0,438	0,510	0,551	0,593
4	für 1000 WE	Luftgewicht . . L =	125	100	80	64	53	42	35	29
5		Luftvolumen . V_{ta} =	90	70	57,6	46	38,2	30,2	25,2	21
6		Wasser verdunstet kg	0,422	0,501	0,584	0,656	0,747	0,828	0,953	0,995
1	— 15	$(t_{te}-t_{ta})$ 0,2375 =	4,75	5.94	7,125	8,30	9,50	10,68	11,78	12,9
2		(d_e-d_a) (640—t_w) =	1,80	2.772	4,08	5,93	8,16	11,62	15,48	20,34
3		durch Erwärmung	0,725	0,682	0,635	0,583	0,539	0,479	0,432	0,389
		„ Verdunstung	0,275	0,318	0,365	0,417	0,461	0,521	0,568	0,611
4		Luftgewicht . . L =	153	115	90	70	57	45	37	30
5		Luftvolumen . V_{ta} =	112	84	65.7	51.2	41.7	33	27	22
6		Wasser verdunstet kg	0,457	0,521	0.622	0,692	0.780	0,870	0,966	1,019
1	— 10	$(t_{te}-t_{ta})$ 0,2375 =	3.57	4.75	5,94	7,125	8,30	5,94	10,68	11,78
2		(d_e-d_a) (640—t_w) =	1.44	2,43	3,80	4,98	7,84	11,27	15,18	19,98
3		durch Erwärmung	0.700	0.661	0.610	0,572	0,514	0,458	0,413	0,370
		„ Verdunstung	0.300	0,339	0.390	0,428	0.486	0.542	0,587	0.630
4		Luftgewicht . . L =	200	139	103	80	62	48	39	31
5		Luftvolumen . V_{ta} =	149,5	104	76,9	59,8	46,3	35,9	26.1	23,1
6		Wasser verdunstet kg	0,484	0,562	0,653	0,745	0,780	0,903	0,985	1,034
1	— 5	$(t_{te}-t_{ta})$ 0,2375 =	2,375	3,57	4,75	5,94	7,125	8,30	9,50	10,68
2		(d_e-d_a) (640—t_w) =	0,96	1,95	3,21	4,51	7,35	10,78	14.65	19,33
3		durch Erwärmung	0,713	0,647	0,590	0,568	0,492	0,435	0,385	0,356
		„ Verdunstung	0,187	0,353	0,410	0,432	0,508	0,565	0,615	0,644
4		Luftgewicht . . L =	300	180	124	96	70	53	40	34
5		Luftvolumen . V_{ta} =	228	136	94,3	73	53	40,3	30.4	25,8
6		Wasser verdunstet kg	0.480	0.581	0,671	0,815	0,813	0.951	0,978	1,106
1	0	$(t_{te}-t_{ta})$ 0,2375 =	1.187	2.37	3.57	4,75	5.94	7,13	8.30	9,50
2		(d_e-d_a) (640—t_w) =	0.162	1,14	2,52	4,26	6.55	9,96	13,87	18,73

Tabelle 69.

Zeile	Temp. d. atm. Luft t_{la}		Temperatur der abgehenden Luft t_{le}							
			5°	10°	15°	20°	25°	30°	35°	40°
3	0	durch Erwärmung	0,880	0,675	0,586	0,527	0,475	0,418	0,374	0,336
		„ Verdunstung	0,120	0,325	0,414	0,473	0,525	0,582	0,626	0,664
4		Luftgewicht . . L =	746	284	165	111	81	60	45	35,5
5		Luftvolumen . V_{la} =	581	221	128,5	86,5	73	46,7	35	27,6
6		Wasser verdunstet kg	0,202	0,540	0,680	0,794	0,786	0,998	1,040	1,108
1	5	$(t_{le}-t_{la})$ 0,2375 =	—	1,187	2,37	3,57	4,75	5,94	7,125	8,30
2		(d_e-d_a) (640 − t_w) =	—	0,160	1,53	3,30	5,58	8,94	12,90	17,70
3		durch Erwärmung	—	0,885	0,608	0,518	0,458	0,400	0,356	0,319
		„ Verdunstung	—	0,115	0,392	0,482	0,541	0,600	0,644	0,681
4		Luftgewicht . . L =	—	750	252	145	99	67	50	38
5		Luftvolumen . V_{la} =	—	600	201	116	80	54	40	30,5
6		Wasser verdunstet kg	—	0,180	0,637	0,797	0,745	0,998	1,073	1,123
1	10	$(t_{le}-t_{la})$ 0,2375 =	—	—	1,187	2,37	3,57	4,75	5,94	7,13
2		(d_e-d_a) (640 − t_w) =	—	—	0,21	1,97	4,25	7,68	11,52	16,44
3		durch Erwärmung	—	—	0.854	0,546	0,457	0,382	0.340	0.325
		„ Verdunstung	—	—	0.146	0,454	0,543	0,618	0,660	0,675
4		Luftgewicht . . L =	—	—	720	230	129	80	57	44,4
5		Luftvolumen . V_{la} =	—	—	583	186,5	104,5	65	46,2	36
6		Wasser verdunstet kg	—	—	0,259	0,759	0,916	1,024	1,100	1,216
1	15	$(t_{le}-t_{la})$ 0,2375 =	—	—	—	1,18	2,37	3.57	4,75	5,94
2		(d_e-d_a) (640 − t_w) =	—	—	—	0.12	2,4	6,72	9,72	14,58
3		durch Erwärmung	—	—	—	0,902	0,495	0,347	0,328	0.290
		„ Verdunstung	—	—	—	0,098	0,505	0,653	0,672	0.710
4		Luftgewicht . . L =	—	—	—	765	208	97	69	49
5		Luftvolumen . V_{la} =	—	—	—	635	172,6	80,5	57,3	40,6
6		Wasser verdunstet kg	—	—	—	0,153	0,832	0,990	1,118	1,191
1	20	$(t_{le}-t_{la})$ 0,2375 =	—	—	—	—	1,187	2.37	3,57	4,75
2		(d_e-d_a) (640 − t_w) =	—	—	—	—	—	3,42	7,32	12,18
3		durch Erwärmung	—	—	—	—	—	0,409	0,327	0.281
		„ Verdunstung	—	—	—	—	—	0,591	0,673	0,719
4		Luftgewicht . . L =	—	—	—	—	—	172	90	59
5		Luftvolumen . V_{la} =	—	—	—	—	—	146	76,5	50
6		Wasser verdunstet kg	—	—	—	—	—	0,980	1,098	1,192
1	25	$(t_{le}-t_{la})$ 0,2375 =	—	—	—	—	—	1,18	2,375	3.57
2		(d_e-d_a) (640 − t_w) =	—	—	—	—	—	0,18	4,08	8.98
3		durch Erwärmung	—	—	—	—	—	0,869	0,369	0.284
		„ Verdunstung	—	—	—	—	—	0,131	0,631	0,716
4		Luftgewicht . . L =	—	—	—	—	—	730	156	80
5		Luftvolumen . V_{la} =	—	—	—	—	—	631	135	69,2
6		Wasser verdunstet kg	—	—	—	—	—	0,219	1,061	1,192

Tabelle 69.

Zeile	Temp. d. atm. Luft t_{ta}		Temperatur der abgehenden Luft t_{te} 5°	10°	15°	20°	25°	30°	35°	40°
1	30	$(t_{te}-t_{ta})$ 0,2375 =	—	—	—	—	—	—	1,187	2,37
2		(d_e-d_a) $(640-t_w)$ =	—	—	—	—	—	—	—	4,56
3		durch Erwärmung	—	—	—	—	—	—	—	0,342
		„ Verdunstung	—	—	—	—	—	—	—	0,658
4		Luftgewicht . . L =	—	—	—	—	—	—	—	145
5		Luftvolumen . V_{ta} =	—	—	—	—	—	—	—	130
6		Wasser verdunstet kg	—	—	—	—	—	—	—	1,098

(Siehe: Trocknen mit Luft) ist das von 1 Kilo Luft unter diesen Umständen aufnehmbare Wassergewicht gleich $d_e - d_a = 0{,}01103 - 0{,}00387 = 0{,}00716$ kg, daher saugen 111 Kilo:

$$111\,(d_e - d_a) = 0{,}79476 \text{ Kilo Wasser auf,}$$

wozu (nach unserer Annahme) $C_e = 0{,}79476 \,.\, 600 = 476{,}8$ Kalorien gehören.]

Aus den Zeilen 5 kann man das Volumen V_t des Luftgewicht L bei der Außentemperatur t_{ta} ablesen.

Dies Luftvolumen ergibt sich, wenn das Luftgewicht L durch das aus Tabelle I, Spalte 8 (Siehe: Trocknen mit Luft) ersichtliche Gewicht von 1 cbm trockener Luft bei der vorliegenden Temperatur dividiert wird.

Bei obigem Beispiel nehmen 111 kg Luft von 0° den Raum von $\frac{111}{1{,}283} = 86$ cbm ein.

Die Zeilen 6 geben dann noch das Dampfgewicht an, welches durch das gefundene Luftgewicht L aus dem Wasser verdunstet wird, das also bei Kühlanlagen etwa als Verlust zu betrachten ist, geltend für 1000 Kalorien Gesamt-Wärmeentziehung und bei der Annahme, daß die Außenluft ganz, die Abluft $^3/_4$ mit Wasser gesättigt sei.

Es wird oft vorkommen, daß die Außenluft nicht ganz, die abgehende Luft mehr als $^3/_4$ gesättigt ist. In diesen Fällen nimmt ein kg Luft mehr Wasser auf, als wir den Tabellen zugrunde legten. Davon ist dann die Folge, daß zur Wasserkühlung weniger

Luft verbraucht, dagegen mehr Wasser verdunstet wird. In vielen Fällen wird $\frac{1}{40}$ bis $\frac{1}{35}$ des zu kühlenden Wassers von der Luft entführt.

Um die Tabelle 69 zu gebrauchen, muß man zuerst ausrechnen, wieviel Kalorien dem heißen, zu kühlenden Wasser in 1 Stunde entzogen werden müssen, und dann gibt sie die Luftgewichte, Luftvolumina und die Wasserverdunstung für je 1000 Kalorien bei verschiedenen Temperaturverhältnissen der Luft an.

Nun ist noch die Wasseroberfläche zu bestimmen, die von der Luft bestrichen werden muß, um die gewünschte Abkühlung zu erzielen.

Ist C_ε die dem Wasser durch Lufterwärmung — nicht durch Verdunstung — zu entziehende Wärme, O seine Oberfläche in Quadratmetern, z_h die Kühlzeit in Stunden, ϑ_m die mittlere Temperatur-Differenz zwischen Wasser und Luft, k_l der Transmissions-Koeffizient, v_l die Geschwindigkeit in Metern pro Sekunde, mit der die Luft über das Wasser streicht, so ist wie bekannt:

$$C_\varepsilon = z_h \,.\, O \,.\, k_l \,.\, \vartheta_m \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (250)$$

und die für Kühlung durch Luft erforderliche Wasseroberfläche:

$$O = \frac{C_\varepsilon}{z_h \, k_l \, \vartheta_m} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (251)$$

Für Gradierwerke, in denen reichlich Tropfenbildung stattfindet, gelte der Transmissions-Koeffizient:

$$k_l = 2 + 18\sqrt{v_l}.$$

Für glatte berieselte Flächen:

$$k_l = 2 + 12\sqrt{v_l} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (252)$$

Für ganz ruhendes Wasser wird ein kleineres k_l gelten müssen, nämlich:

$$k_l = 2 + 10\sqrt{v_l} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (253)$$

Die Luftgeschwindigkeit v_l in der Atmosphäre ist sehr veränderlich und kann bis 40 m betragen, aber, auch wenn kein Wind herrscht, ist sie meistens noch etwa 1,5 bis 2 m, man wird daher diese Zahl der Berechnung zugrunde legen. In künstlichen, kaminartigen Kühlwerken, in denen die Luft durch ihre Erwärmung aufsteigt, bewegt sie sich mit etwa 3 m; wenn sie aber mit Ventilatoren durch die Kamine geblasen wird, so kann ihre Geschwindigkeit frei gewählt werden und sei dann 6—12 m. Die künstliche

Bewegung der erforderlichen großen Luftmengen ist nicht billig und wird daher selten angewandt.

Die frische Ventilatorluft wird man natürlich unten eintreten lassen, um Gegenstromwirkung zu erreichen.

Die mittlere Temperatur-Differenz ϑ_m ist nach Abschnitt I, Tabelle 1 zu bestimmen.

Wie aus den dritten Zeilen der Tabelle 69 zu ersehen, ist die durch Lufterwärmung dem Wasser zu entziehende, im Verhältnis zu der ganzen abzugebenden Wärme unter der Voraussetzung, daß die atmosphärische Luft den Apparat gesättigt betritt und $^3/_4$ gesättigt verläßt, am kleinsten, wenn sich die Luft an dem Wasser um etwa 15^0 erwärmt.

Ist die atmosphärische Luft kalt, so wird auch die abgehende Luft kühl sein, und die Temperatur-Differenz zwischen Luft und Wasser ist dann groß. Ist hingegen die atmosphärische Luft warm, so tritt sie noch wärmer aus und die mittlere Temperatur-Differenz ist dann viel geringer. Wie die Tabelle 69 lehrt, kann die Luft im ersten Fall mehr Wärme durch eigene Erwärmung, im zweiten Fall mehr durch Dampfbildung aufnehmen.

Der Luftverbrauch ist am geringsten, wenn sie recht kalt ein- und recht warm austritt. Die erforderliche Wasseroberfläche ist am kleinsten, wenn unbegrenzte Luftmassen über sie streichen. Soll die Luft in einem bestimmten Fall zu jeder Zeit die gleiche Temperatur-Erhöhung erfahren, so erfordert bei gleichen Wassertemperaturen niedrige Lufttemperatur mehr Luft und kleinere Oberfläche.

Naturgemäß erwärmt sich ursprünglich kalte Luft um mehr Grade als ursprünglich warme, daher ist der Luftverbrauch ungefähr konstant, aber von derselben Oberfläche nimmt die erstere mehr Wärme ab. Ceteris paribus, kühlt kalte Luft besser als warme.

Mit Luft, die mit Wasserdampf nicht gesättigt ist, was ja fast nie der Fall, kann Wasser bis erheblich unter ihre Temperatur gekühlt werden; denn das Wasser, über welches nichtgesättigte Luft von gleicher Temperatur strömt, gibt an diese dennoch etwas Dampf ab, der die zu seiner Bildung erforderliche Wärme von ihm und von der Luft entnimmt, hierdurch beide abkühlend und zwar so lange bis die Luft eine so niedrige Temperatur erhalten hat, daß sie bei dieser mit ihrem ursprünglichen Wassergehalt gesättigt ist.

Das Diagramm, Fig. 36, in dem die Abszissen die Temperaturen und die Ordinaten den Wassergehalt in einem kg Luft bei 760 mm Barometerstand angeben, wenn sie ganz und 90 %—80 %—70 % etc. bis zu 10 % gesättigt ist, sowie die Tabellen I und IV (E. Hausbrand: Trocknen mit Luft und Dampf) erleichtern die Betrachtung.

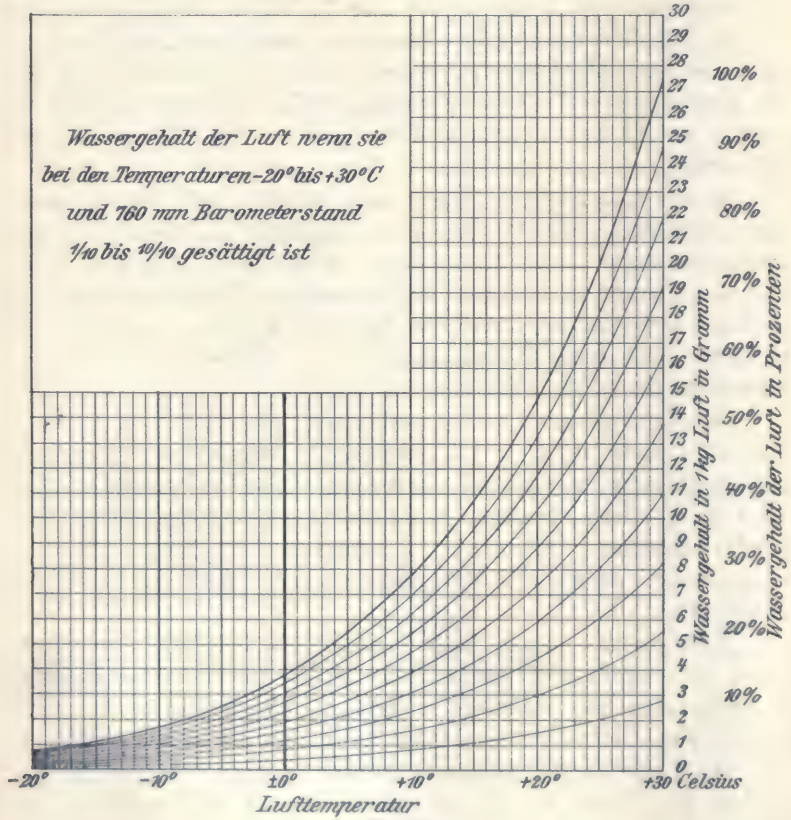


Fig. 36.

Z. B. Wir finden auf der Ordinate bei 30° den Wassergehalt von 1 kg Luft, wenn sie halb gesättigt ist, = 0,0135 kg und wenn wir nun horizontal, parallel der Abszisse nach links gehen, so treffen wir bei 18,5° C die Temperatur, bei der 1 kg Luft gleichfalls 0,0135 kg Wasser enthält, damit nun aber ganz gesättigt ist. Bis

zu dieser Temperatur könnte im günstigsten Falle das Wasser abgekühlt werden. Luft, die bei 30° nur $^1/_4$ gesättigt ist, also pro 1 kg 0,00668 Kilo Dampf enthält, könnte das Wasser, wie das Diagramm zeigt, bis auf 7,5° abkühlen, und man erkennt, daß die Kühlwirkung um so bedeutender ist, je wasserärmer die Luft ursprünglich war.

Den Luftbedarf zur Abkühlung eines bestimmten Wassergewichtes, um bestimmte Grade für viele Fälle auszurechnen, würde bei der großen Zahl a priori anzunehmender Faktoren zu ziemlich wertlosen Resultaten führen. Man erkennt aber wohl, daß dieser Luftbedarf ein erheblicher sein wird, denn die über das Wasser streichende Luft nimmt nur jedesmal eine geringe Dampfmenge in sich auf. Nach und nach sich am Wasser kühlend und Wasserdampf fortführend nähert sie sich ihrem Sättigungspunkt. Es muß eine sehr große Luftmenge an dem zu kühlenden Körper vorbeigehen, damit allmählich die Temperatur des Wassers so weit sinkt, daß sie gleich der Sättigungstemperatur der Luft wird.

Beispiel. Es seien in $z_h = 1$ Stunde 10000 kg Wasser von 40° auf 22° zu kühlen, wozu ihm $C_k = 10000 \,.\, (40 - 22) = 180000$ Kalorien zu entziehen sind. Die Luft bewege sich mit 2 m. Sie habe einmal 0° und erwärme sich auf 25°, ein anderes Mal habe sie 20° und erwärme sich auf 35°, dann ist die Temperatur-Differenz zwischen Luft und Wasser:

1. Für Lufterwärmung von 0° auf 25°:
   oben $\vartheta_a = 40° - 25° = 15°$, unten $\vartheta_e = 22° - 0° = 22°$.
   Im Mittel nach Tabelle 1: $\left(\text{weil } \frac{15}{22} = 0{,}682 \text{ ist}\right)$
   $$\vartheta_m = 0{,}44 \,.\, 22 = 9{,}68°.$$
2. Für Lufterwärmung von 20° auf 35° ist die Temperatur-Differenz:
   oben $\vartheta_a = 40° - 35° = 5°$, unten $\vartheta_e = 22° - 20° = 2°$.
   Im Mittel nach Tabelle 1: $\left(\text{weil } \frac{2}{5} = 0{,}4 \text{ ist}\right)$
   $$\vartheta_m = 0{,}658 \,.\, 5 = 3{,}39°.$$

Im ersten Fall sind nach Tabelle 69 durch Lufterwärmung 0,475 von der Gesamtwärme zu entziehen: $C_k = 180000 \,.\, 0{,}475 = 85500$ *WE*, im zweiten Fall: $C_k = 180000 \,.\, 0{,}327 = 58860$ *WE*.

Es ist also bei kalt eintretender Luft die erforderliche Wasseroberfläche im Gradierwerk:

$$O = \frac{85000}{(2 + 18) \,2) \,9{,}68} \sim 300 \text{ qm},$$

bei warm eintretender Luft:

$$O = \frac{58860}{(2 + 18) \,2) \,3{,}39} \sim 730 \text{ qm}$$

Das notwendige Luftgewicht ist im 1. Fall:

$$L = \frac{85\,500}{0{,}2375\,(25-0)} = 14400 \text{ kg (d. i. } = 11250 \text{ cbm)}$$

im 2. Fall:

$$L = \frac{58\,600}{0{,}2375\,(35-20)} = 16\,900 \text{ kg (d. i. } = 14\,360 \text{ cbm).}$$

Die Oberfläche des der Luft dargebotenen Wassers muß möglichst oft und schnell wechseln, denn nach denselben Gesetzen, nach denen die Wärme nur langsam in den unbewegten Wasserkörper eindringt (Abschnitt XX, 8, Tabelle 46), indem sie zwar die äußerste Oberfläche in geringer Tiefe schnell erwärmt, dann aber sehr langsam das Innere betritt, geht auch, wenn es erlaubt ist, diesen Ausdruck zu gebrauchen, die Kälte in den Wasserkörper. Die in der Tabelle 50 aufgeführten Zahlen gelten auch für die Temperatur-Erniedrigung der Wasserstrahlen, die von Stufe zu Stufe in eine kalte Luftströmung fallen.

Der günstigste Kühlapparat wird also immer ein gradierwerkartiger sein mit möglichst vielen niedrigen Stufen, über die die Luft schnell streicht, sei es seitlich, sei es durch einen Kamin nach oben gelockt. Die künstliche Beschleunigung der Luftbewegung durch Maschinen wird wohl nur in einigen seltenen Fällen vorteilhaft sein.

1000 Liter Wasser, die möglichst fein verteilt 5 m herabfallen, bilden etwa 4—6 qm Oberfläche, aber diese reicht für ihre Kühlung nicht aus, der fehlende Teil wird auf andere Weise, etwa durch berieselte Flächen hergestellt, die reichlich bemessen werden müssen, da sie meistens nicht vollkommen benetzt sind.

Nun folgen noch einige, in Tabelle 70 zusammengestellte Beispiele von offenen Gradierwerken, durch welche die Luft frei streichen kann. Bei ganz freien Gradierwerken ohne Kamin ist günstigerweise die Temperatur-Differenz größer, aber die Luftbewegung etwas langsamer, als mit Kamin.

Beobachtung. 1. Durch ein Gradierwerk mit vielen Stufen, mit natürlichem Luftzutritt, von $3.12 = 36$ qm Grundfläche, 4800 mm Höhe, 322,5 qm berieselter Holzfläche wurden stündlich 22 800 Liter Wasser von 50° auf 20° gekühlt, als die Luft mit 2,6° eintrat, und an den verschiedenen Stellen mit 8,5°, 14,5°, 20,5° abzog. Dem Wasser waren:

$C_k = 22\,800 \,.\, (20 - 50) = 684\,000\ WE$ zu entziehen.

1 kg gesättigte Luft von 2,5° kann 0,0046 kg Wasser enthalten
„ „ „ „ 8,5° „ 0,0069 „ „ „
„ „ „ „ 14,5° „ 0,0107 „ „ „
„ „ „ „ 20,5° „ 0,0153 „ „ „

Beispiele für direkte Kühlung des gut verteilten Wassers durch Luft.

Es sollen 1000 kg Wasser stündlich gekühlt werden	von t_{wa}	40	40	40	40	40	50	50	50	50	50	50	50	50	60	60	60
	auf t_{we}	20	20	15	10	10	30	25	20	15	20	30	35	25	25	40	30
Die Luft tritt ins Kühlwerk mit	t_{la}	25	10	10	10	—10	25	10	0	—10	5	10	20	10	10	10	15
und verläßt es mit	t_{le}	35	25	30	20	5	35	25	20	15	20	25	35	20	30	25	25
Die Temp.-Diff. ist oben	ϑ_e °C	5	15	10	20	35	15	25	30	35	30	25	15	30	30	35	15
unten	ϑ_a °C	5	10	5	10	30	5	15	20	25	15	20	15	15	15	30	35
Das Verhältnis der Temp.-Diff	ϑ_e	5	10	5	10	30	5	15	20	25	15	20	15	15	15	30	15
	ϑ_a	5	15	10	20	35	15	25	30	35	30	25	15	30	30	35	35
Daher die mittlere Temp.-Diff. n. Tab. 1	ϑ_m	5	12,3	7,24	14,48	19,9	9	19,65	24,6	29,75	21 7	21,8	15	21,7	21,7	32,2	24,1
Dem Wasser sind i. ganz. z. entzieh.	WE C_k	20000	20000	25000	30000	30000	20000	25000	30000	35000	30000	29000	15000	25000	35000	20000	30000
Davon durch Luft-erwärmung	C_l	7380	9140	9550	15810	21000	7380	11425	15810	21350	15540	13253	4905	12950	13370	9140	12750
Davon durch Wasser-verdunstung	C_v	12620	10860	15450	14190	9000	12620	13575	14190	13650	14460	15747	10095	12050	21620	10860	17250
Das Wasser verliert durch Verdunstung	kg	21,1	18,1	25,75	24	15	21	22,6	22	22,8	24,1	26,2	16,8	20,1	36	18,1	28,7
Erforderliche Wasser-oberfläche in qm	O	50	26	45	37,5	36	24	19	21	23	23	19,5	11	19,5	20	11	17
Erforderliches Luft-gewicht b. Eintritt	kg L	3108	2570	2000	3330	5900	3108	3208	3330	3600	4370	4300	1380	5450	2810	2600	5350
Erforderl. Luft-volumen b. Eintritt	cbm V_l	2716	2085	1625	2440	4400	2716	2620	2440	2700	3470	3500	1190	4420	2280	2100	4460

Das Mittel der drei letzten Zahlen ist: 0,01096 kg.

Ist die von dem Gradierwerk abgehende Luft nur 80% gesättigt, so enthält 1 kg derselben: $0{,}0106 \cdot 0{,}8 = 0{,}008768$ kg Wasser.

1 kg Luft nimmt also durch Verdunstung auf: $0{,}008768 - 0{,}0046 = 0{,}00416$ kg Dampf $= 0{,}00416 \cdot 600 = 2{,}496$ *WE.*

Die Luft erwärmt sich im Durchschnitt von 2,5° auf 12,5°, d. h. um 10°, folglich nimmt 1 kg Luft durch Erwärmung $10 \cdot 0{,}2375 = 2{,}375$ Kalorien auf.

1 kg Luft nimmt also zusammen auf: $2{,}496 + 2{,}375 + 4{,}871$ *WE.*

Von der gesamten, dem Wasser zu entziehenden Wärme nimmt folglich die Luft auf:

$$\text{Durch Verdunstung: } \frac{2{,}496 \cdot 684000}{4{,}871} = 380438 \text{ } WE$$

$$\text{„ Erwärmung: } \frac{2{,}375 \cdot 684000}{4{,}871} = 293562 \text{ } WE.$$

Die berieselte Oberfläche des Apparates war = 322,5 qm
Die unterwärts benetzte Oberfläche geschätzt = 60,0 „
Die Oberfläche der fallenden Tropfen war ca.
6 qm pro 1000 Liter, d. h. = $6 \cdot 22{,}8$ = 136 „
zusammen $O = 518{,}5$ qm.

Die Temperatur-Differenz im Mittel war 27°, daher ergibt sich der Transmissions-Koeffizient:

$$k_t = \frac{C}{O \cdot \vartheta_m} = \frac{293562}{518{,}5 \cdot 27} = 21{,}1.$$

Das zur Abkühlung erforderliche Luftgewicht ist:

$$L = \frac{293562}{2{,}375} = 123600 \text{ kg.}$$

Das Volumen: $V_t = \frac{123600}{1{,}27} \backsimeq 100000$ cbm, d. h. 28 cbm pro Sek.

Wenn die Luft schräg auf den Apparat traf, so war die Geschwindigkeit etwa 1,2 m und das berechnete k_t ist:

$$k_t = 2 + 18\sqrt{1{,}2} = 22.$$

2. Ein Kaminkühler (Riesel) mit 18 Platten $1500 \cdot 4800$ von zusammen 259 qm Rieselfläche ohne Stufen kühlte stündlich 18500 Liter Wasser von 39° auf 22° durch 44000 cbm Luft, die von einem Ventilator (1100 mm Durchmesser, 300 Touren) mit 12,5° eingeblasen, mit 18,8° oben austrat. Sie war ursprünglich 67% gesättigt.

Dem Wasser sind zu entziehen:

$$C_k = 18500\,(39 - 22) = 314500 \text{ } WE.$$

1 kg Luft von 12,5° enthält ganz gesättigt 0,00926 kg Wasser
1 „ „ „ 12,5° „ 67,5% „ 0,0062042 „ „
1 „ „ „ 18,8° „ ganz „ 0,0140 „ „

1 kg Luft nimmt also durch Verdunstung auf:
$0{,}014 - 0{,}0062042 = 0{,}0078$ kg Wasser $= 4{,}68$ *WE*
1 kg Luft nimmt durch Erwärmung von
12,5° auf 18,8° auf: $6{,}3 \,.\, 0{,}2375 = 1{,}496$ *WE*
zusammen $= 6{,}176$ *WE*.

Es wurden demnach von der gesamten Luft aufgenommen:

Durch Verdunstung: $\frac{4{,}68 \,.\, 314500}{6{,}176} = 238307$ *WE*

„ Erwärmung: $\frac{1{,}496 \,.\, 314500}{6.176} = 76{,}193$ „

Die Luftgeschwindigkeit war 3,8 m pro Sekunde, die Temperatur-Differenz 14°, folglich der beobachtete Transmissions-Koeffizient:

$$k_t = \frac{C}{H \,.\, \vartheta_m} = \frac{77193}{259 \,.\, 14} = 22{,}8.$$

Der berechnete Transmissions-Koeffizient ist:

$$k_t = 2 + 12\sqrt{3{,}8} = 24.$$

3. An einem eisernen Kühlschiff von 10,5 Dr., 210 hoch, mit Windflügeln, beobachtete Schnorrenpfeil (Proskau) 1871 folgendes:

Temperatur der Luft	Würze vor und nach der Kühlung		*WE* pro 1 St. und 1 qm entzogen
0,4°	60,5°	19°	1475
3,0°	60,5°	17,2°	1000
5,0°	60,5°	17,8°	1100
22,0°	60,5°	20,6°	770

4. In einem trogförmigen, auch oben zum Teil bedeckten Gefäß, das 2600 Liter zu kühlende Maische enthielt, drehten sich auf einer Achse 11 Eisenscheiben von 2300 Dr. 16 mal pro 1 Minute. Die aus der Maische ragenden Flächen der Scheiben haben 60 qm, über die ein Exhaustor Luft saugt. Dabei wurden folgende Beobachtungen gemacht:

Temperatur der Luft	Kühlzeit Stunden	Kühlung der Maische von	bis	*k* pro 1 qm und 1 Stunde
19,94° C	3,25	61,25°	16,80°	600
24,56°	3,50	57,50°	22,25°	433

H. Die Kühlung der Luft durch Wasser.

Die atmosphärische Luft enthält stets mehr oder weniger Feuchtigkeit in Form von Dampf. Das Maximum des Dampfgehaltes von 1 cbm Luft ist gleich dem Gewicht von 1 cbm gesättigtem Dampf von der Temperatur der Luft. Wird recht dampfhaltige Luft stark abgekühlt, so gelangt sie meistens in einen Zustand, in dem sie nur ein geringeres Dampfgewicht enthalten kann, und folglich muß der überschüssige Dampf ausgeschieden, d. h. kondensiert werden [1]).

[1]) Über den Dampfgehalt der Luft bei verschiedenen Temperaturen siehe E. Hausbrand, „das Trocknen mit Luft und Dampf", Julius Springer, Berlin, 3. Aufl. 1908.

Soll also ein gewisses Luftvolumen in bestimmter Zeit künstlich abgekühlt werden, so muß man ihm so viel Wärme entziehen, als nötig ist:

1. zur Kühlung der trockenen Luft an sich,
2. zur Kondensation des Dampfes, der ausgeschieden werden muß.

Bedeutet: L = das abzukühlende Luftgewicht,
σ_l = ihre spezifische Wärme = 0,2375,
t_{la} = ihre Temperatur vor der Abkühlung (am Anfang),
t_{le} = „ „ nach „ „ (am Ende),
d_a = das Dampfgewicht in 1 kg Luft vor der Abkühlung
d_e = „ „ „ „ „ nach „ „
c = die Gesamtwärme in 1 kg Dampf,

so ist die der Luft zur Abkühlung von t_{la} auf t_{le} zu entziehende Wärmemenge:

$$C = L\,\sigma_l\,(t_{la} - t_{le}) + L\,(d_a - d_e)\,(c - t_{le}).$$

In der atmosphärischen Luft befindet sich selten mehr, als 95 % ihres größtmöglichen Dampfgehaltes, meistens erheblich weniger. Auch wenn man feuchte Luft stark abkühlt, derart, daß sie Wasser ausscheidet, bleibt sie nicht damit gesättigt.

Nehmen wir an, daß die atmosphärische Luft 80 % Wasserdampf enthalte, und ferner, daß ihre Sättigung auch nach Abkühlung um gewisse Grade 80 % betrage, so ergibt die eben genannte Gleichung die zur Abkühlung von 100 cbm Luft nötige Wärmemenge in nebenstehender Zusammenstellung (Seite 365).

Die Menge des erforderlichen Kühlwassers W hängt von seiner Anfangs- und Endtemperatur ab (t_a und t_e).

Sie ist:

$$W = \frac{C_k}{t_e - t_a} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (254)$$

Die Kühlfläche für die Abkühlung bestimmter Luftmengen ergibt sich aus der bekannten Gleichung:

$$H_k = \frac{C_k}{k_l \,.\, \vartheta_m} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (255)$$

Der Wärme-Transmissions-Koeffizient k_l darf in dieser Gleichung angenommen werden:

1. Wenn die Kühlfläche aus Metallwänden besteht:

$$k_l = 2 + 10\sqrt{v_l} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (256)^1)$$

[1]) Siehe auch Abschnitt VIII. D.

Temperatur, bis a. welche die Luft abgekühlt werden soll t_{te}	Dampfgewicht d_e in 1 cbm der gekühlten Luft kg		Ursprüngliche Temperatur der Luft t_{ta} 30°	25°	20°	15°	10°
			Gewicht von 1 cbm dieser Luft mit 80% Feuchtigkeit beladen in kg				
			1,1412	1,1630	1,1881	1,2154	1,2408
			Gewicht des Dampfes d_a in 1 cbm dieser Luft in kg				
			0,0244	0,01849	0,011123	0,01041	0,0076
			Kalorien zur Abkühlung von 100 cbm Luft erforderlich				
25°	0,01849	Kal. z. Luftkühlung	133	—	—	—	—
		„ „ Dampfkond.	373	—	—	—	—
		zusammen	506	—	—	—	—
20°	0,011123	Kal. z. Luftkühlung	265	136	—	—	—
		„ „ Dampfkond.	824	456	—	—	—
		zusammen	1089	592	—	—	—
15°	0,01041	Kal. z. Luftkühlung	398	272	145	—	—
		„ „ Dampfkond.	875	505	45	—	—
		zusammen	1273	777	190	—	—
10°	0,0076	Kal. z. Luftkühlung	530	407	279	143	—
		„ „ Dampfkond.	1060	686	223	177	—
		zusammen	1590	1093	502	320	—
5°	0,00556	Kal. z. Luftkühlung	663	544	420	286	146
		„ „ Dampfkond.	1198	821	354	308	130
		zusammen	1861	1365	774	594	276

In Kühlhäusern verliert die niedrig temperierte Luft an die kalten Kühlrohroberflächen pro 1 St. und 1 qm 80 bis 100 Kal.[1])

2. Wenn die Kühlfläche aus bewegter, schnell wechselnder Wasser-Oberfläche, Strahlen, Tropfen, besteht:

$$k_t = 2 + 18\sqrt{v_t} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (257)$$

Die mittlere Temperatur-Differenz ergibt sich aus den Anfangs- und Endtemperatur-Differenzen zwischen Luft und Kühlwasser, und muß in bekannter Weise für jeden Fall nach dem in Abschnitt I, Tab. 1 Mitgeteilten bestimmt werden.

[1]) Dr. Hans Lorenz, Neuere Kühlmaschinen, 1899.

Tabelle 71.

Temperatur-Differenzen ϑ_m, Kühlwasserverbrauch W und erforderliche Oberfläche H_k des schnell bewegten Wassers um stündlich 100 cbm Luft, die mit $v_l = 1$ m Geschw. strömt von 30° bis 10° auf 25° bis 5° zu kühlen.

Temp. der gekühlten Luft t_{le}	Anfangstemp. d. Kühlwassers t_a	Mittlere Temp.-Diff.: ϑ_m / Kühlwasserverbrauch: W / Kühlfläche: H_k für $v_l = 1$ u. Metallwände	Anfangs-Temperatur der Luft t_{la} 30°	25°	20°		15°			10°
			End-Temperatur des Kühlwassers t_e 20°	15°	15°	15°	12°	12°	10°	5°
25°	15°	ϑ_m	7,24	—	—	—	—	—	—	—
		W	101	—	—	—	—	—	—	—
		H_k	**3,50**	—	—	—	—	—	—	—
	10°	ϑ_m	12,3	15	—	—	—	—	—	—
		W	51	101	—	—	—	—	—	—
		H_k	**2,07**	**1,70**	—	—	—	—	—	—
20°	15°	ϑ_m	7,24	—	—	—	—	—	—	—
		W	218	—	—	—	—	—	—	—
		H_k	**7,56**	—	—	—	—	—	—	—
	10°	ϑ_m	10	12,3	10	—	—	—	—	—
		W	109	218	119	—	—	—	—	—
		H_k	**5,43**	**4,40**	**2,96**	—	—	—	—	—
15°	10°	ϑ_m	7,24	8,4	7,24	5	6,4	—	—	—
		W	127	255	156	37	93	—	—	—
		H_k	**8,80**	**7,6**	**5,40**	**1,90**	**1,50**	—	—	—
10°	5°	ϑ_m	7,24	8,4	7,24	5	6,4	3,9	5	—
		W	107	159	109	50	72	45	32	—
		H_k	**11,0**	**9,5**	**7,60**	**5,02**	**4,00**	**4,10**	**3,20**	—
	2°	ϑ_m	8,97	11,3	8,97	6,4	8	5,2	6,4	—
		W	89	123	91	40	50	32	40	—
		H_k	**8,90**	**7,1**	**6,10**	**3,95**	**3,14**	**3,07**	**2,50**	—
5°	2°	ϑ_m	5,83	7,5	6,1	3,9	3,3	3	3,9	3,9
		W	104	143	105	60	78	60	75	92
		H_k	**16,0**	**12,6**	**11,2**	**10,0**	**11,9**	**10,0**	**8,00**	**3,20**

Ist die Geschwindigkeit der Luft größer als 1 m pro Sekunde

nämlich:	1	2	3	4	5	6 m,
mit:	1	0,73	0,60	0,53	0,48	0,44

so erhält man die zur stündlichen Kühlung von 100 cbm Luft erforderliche, schnell bewegte, direkt berührte Kühlwasser-Oberfläche H_k durch Multiplikation der oben genannten

Wenn die Luft an gekühlter Metallfläche vorbeistreicht, so erhält man deren erforderliche Oberfläche durch Multiplikation der oben genannten Flächen H_k

mit:	1,66	1,06	1,04	0,90	0,82	0,75

XXIII. Von dem Volumen, das die Luftpumpen aus den Kondensatoren absaugen müssen.

A. Allgemeines.

In diesem Abschnitt soll festgestellt werden, welches Volumen von Gas und Dampf die Luftpumpe in jedem Fall aus dem Kondensator abführen muß, woraus sich dann ihre Abmessungen ergeben.

Die Luft und die unkondensierbaren Gase, die in den Kondensator geführt werden, stammen:

1. aus der zu verdampfenden Flüssigkeit,
2. aus dem Kühl- oder Einspritzwasser,
3. aus den selten ganz fehlenden Undichtigkeiten der Apparate und Rohre.

Welche Luftmenge jede dieser Luftquellen einzeln in den Kondensator liefert, ist selten im speziellen Fall zu ergründen; man muß sich also auch hier mit einer annähernden Schätzung der aus allen drei Quellen gemeinsam zugeführten, und nachher wieder abzuführenden Luftmenge begnügen. Man pflegt diese ganze Luftmenge in Teilen des Einspritzwassers auszudrücken. Obgleich einige Beziehungen zwischen der Menge des Kühlwassers und derjenigen der abzusaugenden Luft bestehen, so ist doch gewiß die Menge der Luft nicht direkt der Kühlwassermenge proportional. Wenn wir dennoch dem Folgenden, wie es meistens geschieht, eine solche Proportionalität zugrunde legen, so tun wir es, weil sich eigentlich nur auf diese Weise eine Basis für diese Betrachtungen finden läßt. Es wird ja unbenommen bleiben, für besondere Umstände die hier genannten Annahmen zu verändern oder zu spezialisieren.

Wenn man an den Reichtum an Kohlensäure (97 % [Volumen] bei 17°), schwefeliger Säure (15 200 % bei 14°), Schwefelwasserstoff (326 % bei 14,6°), Ammoniak (73 700 % bei 14,14°) denkt, den kaltes Wasser besitzen kann, so wird man annehmen müssen, daß auch die zur Kondensation benutzten Einspritzwasser oft sehr erhebliche Mengen von Gasen enthalten werden.

Dagegen pflegt man (nach Robert Bunsen, Gasometrische Methoden, 1857) anzuführen, daß die Tagewasser und auch die meisten Brunnen etwa 2,5 Volumen-Prozent atmosphärische Luft enthalten. Uns sind Brunnen bekannt, deren Wasser bis zu 12 Volumen-Prozent Gas führen.

Die zu verdampfenden Flüssigkeiten haben gleichfalls sehr ver-

schiedenen, oft erheblichen Gehalt an Gasen, besonders Ammoniak. Hier mögen auch 2,5 % als Durchschnitt gelten.

Endlich ist die Undichtheit der Apparate und Rohre zu berücksichtigen. Die durch mangelhafte Dichtungen, gespaltene Gläser, defekte Metallverbindungen eintretende Luftmenge nehmen wir gleich 10 Volumen-Prozent des verwendeten Kühlwassers an.

So entsteht eine Luftzuführung in den Kondensator von 2,5 + 2,5 + 10 = 15 % Volumen-Prozent des Kühlwassers. Der Sicherheit wegen und um außer der Luft die etwaigen Gase im Kühlwasser zu berücksichtigen, vergrößern wir diese Zahl noch und denken uns, daß in den Kondensator ca. 20 Volumen-Prozent des Kühlwassers an unkondensierbaren Gasen geführt werden, d. h., daß für 1000 Liter Kühlwasser 200 Liter Luft (und andere Gase) in den Kondensator treten.

Da 1 cbm Luft unter atmosphärischem Druck bei $0^0 = 1{,}294$ kg und bei $15^0 = 1{,}2266$ kg wiegt, so wiegen 200 Liter Luft ca. 0,25 kg; deshalb legen wir unserer folgenden Rechnung die Annahme zugrunde, daß für je 1000 Liter Kühlwasser 0,25 kg Luft in den Kondensator geführt und abgesaugt werden müssen.

Wir kennen aus der Gleichung (179): $W = \frac{D\,(c - t_e)}{t_e - t_a}$ und aus der Tabelle 41 die in jedem Falle erforderliche Kühlwassermenge und hieraus ist sogleich, auf Grund der oben begründeten, zwar etwas willkürlichen, aber wohl hinreichenden Annahme über den Lufteintritt, das aus dem Kondensator abzusaugende Luftgewicht bekannt.

Nun müssen wir die sogenannten nassen und trockenen Luftpumpen gesondert betrachten.

B. Das bei nasser Einspritzkondensation abzusaugende Luftvolumen.

Unter einer nassen Luftpumpe versteht man eine solche, die mit der Luft auch das gesamte Wasser aus dem Kondensator in sich aufnimmt und fortschafft.

Die aus dem Kondensator zu entfernende Luft ist allemal mit Dampf gemischt, dessen Temperatur gleich derjenigen der Luft ist. Die gemeinsame Temperatur der Luft und des Dampfes hängt ab von der des Wassers, mit dem sie zuletzt in Berührung waren. Bei nassen Kondensatoren bleibt das Luft- und Dampfgemisch mit dem gesamten abzusaugenden warmen Wasser, das entstanden ist aus dem kalten Einspritzwasser und dem kondensierten Dampf, zusammen

und geht mit ihm in die Pumpe, hat also auch nahezu die Temperatur des warmen Wassers; bei dem Gegenstrom-Kondensator war die Luft zuletzt mit dem kalten, eben eintretenden Einspritzwasser in Verbindung und geht also kalt in die Luftpumpe.

Man kann es so einrichten, daß die Luftpumpe aus einem nassen Kondensator das warme Wasser unten und die Luft oben absaugt. Diese ist dann (weil mit dem Einspritzwasser zuletzt in Berührung) kälter. Die kältere Luft trifft aber in der Pumpe mit dem warmen Wasser zuammen und wird sowohl durch die Berührung mit diesem, da ihr Gewicht gegenüber dem des Wassers sehr gering ist (etwa 0,25 kg auf 1000 kg warmen Wassers), als auch durch die aus dem warmen Wasser steigenden Dämpfe schnell erwärmt, da zu ihrer Erwärmung um 30^0 nur 2 Kal. erforderlich sind. Der schließliche Zustand zwischen Luft und Dampf ist also auch in diesem Fall dem üblichen, in dem Luft und Wasser zusammen abgesaugt worden, ganz ähnlich, wenn nicht ihm ganz gleich. Der Dampf, mit dem die Luft gemischt ist, hat bei nassen Kondensatoren stets die Temperatur des Ablaufwassers und folglich die dadurch bedingte Spannung, die um so höher ist, je wärmer das Wasser abfließt. Die Spannung der Luft (auch deren Gewicht pro 1 cbm), welche die des Dampfes zur Gesamtleistung ergänzt, ist um so größer, je kälter das Wasser von der Pumpe abgesaugt wird.

Das Volumen der abzusaugenden Luft hängt ab von ihrer Spannung (die also immer nur ein Teil der Gesamtspannung im Kondensator ist) und von ihrer Temperatur und kann bestimmt werden, wie dies im Abschnitt XX. 9. und in Tabelle 47 geschehen ist.

Es sei:

W = Gewicht des Einspritzwassers,

L = Gewicht der Luft in kg darin. Nach unserer Annahme ist

$$L = \frac{W \cdot 0{,}25}{1000} \text{ kg} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (258)$$

V_{in} = das Volumen der Luft in cbm, das aus dem nassen — V_{it} aus dem trocken — V_{io} aus dem Oberflächen-Kondensator abzusaugen ist,

α_i = das Volumen von 1 kg Luft in Litern resp. cbm,

γ_i = das Gewicht von 1 cbm Luft in kg,

p = der Druck der Atmosphäre in kg pro qm = 10336 kg,

t_e = die Temperatur des Ablaufwassers,

α = der Ausdehnungs-Koeffizient der Luft = 0,003665,
b = der Druck der Luft im Kondensator in mm Quecksilbersäule,
T = die absolute Temperatur, $T = \frac{1}{\alpha} + t_a = 273 + t_a$.

Nach dem Mariotte-Gay-Lussacschen Gesetz ist: $\frac{a_t \cdot p}{T} = R$ einer Konstanten, die für Luft = 29,27 beträgt.

Daher hat 1 kg Luft das Volumen

$$a_t = \frac{273 + t_e}{p} . 29{,}27 \text{ cbm} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (259)$$

und L kg Luft haben das Volumen

$$V_{tn} = \frac{L\,(273 + t_e)}{p} 29{,}27 \text{ cbm} \quad . \quad . \quad (260)$$

Für einen Druck, der in mm Quecksilber gemessen den Teil $\frac{b}{760}$ der Atmosphäre beträgt, ist das Volumen von L kg Luft:

$$V_{tn} = \frac{L\,.\,(273 + t_e)}{p} 29{,}27\,.\,\frac{760}{b} \text{ cbm} \quad . \quad . \quad (261)$$

oder die Zahlenwerte ausgerechnet:

$$V_{tn} = \frac{W\,.\,0{,}25\,(273 + t_e)\,29{,}27\,.\,760}{1000 \quad . \quad p \quad . \quad b} = 0{,}5385\,\frac{W\,(273 + t_e)}{b} \quad \textbf{(262)}$$

Bei jeder Verdampfanlage ist das in den Kondensator geführte Dampfgewicht, das gleich ist dem vom Apparat zu verdampfenden Wassergewicht, gegeben.

Das Gewicht des Einspritzwassers W folgt hieraus nach Gleichung (179) und Tabelle 41, wenn seine Anfangs- und Endtemperatur t_a und t_e bekannt sind. Beide Temperaturen können unter Umständen gegeben sein, müssen aber unter anderen nach Beurteilung des Falles angenommen werden. Aus dem Gewicht des Einspritzwassers folgt nach unserer Annahme das Gewicht der in den Kondensator geführten Luftmenge.

Die zu erstrebende Luftleere, das Vakuum, oder was dasselbe ist, der absolute Druck im Kondensator kann meistens frei gewählt werden. Man wird natürlich ein möglichst hohes Vakuum, d. h. einen möglichst geringen Druck zu erreichen suchen.

Aus dem bekannten Luftgewicht und dem festgesetzten Vakuum ergibt sich nach Gleichung (203) — Tabelle 47 sogleich das abzusaugende Luftvolumen.

Tabelle 72.

Kühlwasserbedarf und abzusaugende Luftvolumina in Litern für 100 kg Wasserverdampfung bei Luftleeren von 600 bis 740 mm, Kühlwasser-Anfangs-Temperaturen von $t_a = 5°$ bis 30° und End-Temperaturen von $t_e = 10°$ bis 50° für nasse Einspritz-Kondensatoren.

Vakuum	Absolute Spannung	Dampf-		Kühlwasser-		W	Luft-		
		Temperatur	Gesamt-Wärme	Anfangs- Temperatur	End- Temperatur	Gewicht	Spannung	Gewicht	Volumen
mm	mm	° C	c	t_a	t_e	kg	mm	kg	Liter
600	160	61,5	625	5	10	12300	150,8	3,075	12484
,,	,,	,,	,,	,,	15	6100	147,3	1,525	6451
,,	,,	,,	,,	,,	20	4033	142,61	1,008	4496
,,	,,	,,	,,	,,	25	3000	136,45	0,750	3541
,,	,,	,,	,,	,,	30	2380	128,45	0,595	3032
,,	,,	,,	,,	,,	35	1967	118,17	0,492	2775
,,	,,	,,	,,	,,	40	1671	105,1	0,418	2690*
,,	,,	,,	,,	,,	45	1450	88,61	0,363	3035
,,	,,	,,	,,	,,	50	1278	68,02	0,320	3284
,,	,,	,,	,,	10	15	12200	147,3	3,050	12902
,,	,,	,,	,,	,,	20	6050	142,61	1,512	6744
,,	,,	,,	,,	,,	25	4000	136,45	1,000	4721
,,	,,	,,	,,	,,	30	2975	128,45	0,744	3789
,,	,,	,,	,,	,,	35	2360	118,17	0,590	3328
,,	,,	,,	,,	,,	40	1950	105,1	0,488	3137*
,,	,,	,,	,,	,,	45	1686	88,61	0,422	3524
,,	,,	,,	,,	,,	50	1438	68 02	0,360	3696
,,	,,	,,	,,	15	20	12100	142,61	3,033	13527
,,	,,	,,	,,	,,	25	6000	136,45	1,500	7081
,,	,,	,,	,,	,,	30	3966	128,45	0,992	5051
,,	,,	,,	,,	,,	35	2950	118,17	0,738	4162
,,	,,	,,	,,	,,	40	2340	105,1	0,585	3844
,,	,,	,,	,,	,,	45	1933	88,61	0,483	3743*
,,	,,	,,	,,	,,	50	1643	68.02	0,411	4952
,,	,,	,,	,,	20	25	12000	136,45	3,000	14163
,,	,,	,,	,,	,,	30	5950	128,45	1,488	7587
,,	,,	,,	,,	,,	35	3933	118,17	0,983	5543
,,	,,	,,	,,	,,	40	2925	105,1	0,732	4706
,,	,,	,,	,,	,,	45	2320	88,61	0,380	4495*
,,	,,	,,	,,	,,	50	1917	68,02	0,479	4924
,,	,,	,,	,,	25	30	11900	128,45	2,975	15155
,,	,,	,,	,,	,,	35	5900	118,17	1,475	8319
,,	,,	,,	,,	,,	40	3900	105,1	0,975	6274

Tabelle 72.

Vakuum	Absolute Spannung	Dampf-		Kühlwasser-		W	Luft-		
		Temperatur	Gesamt-Wärme	Anfangs-	End-	Gewicht	Spannung	Gewicht	Volumen
				Temperatur					
mm	mm	° C	c	t_a	t_e	kg	mm	kg	Liter
600	160	61,5	625	25	45	2900	88,61	0,725	6061
,,	,,	,,	,,	,,	50	2300	68,02	0,575	5911
,,	,,	,,	,,	30	35	11800	118,17	2,950	16638
,,	,,	,,	,,	,,	40	5850	105,1	1,463	9414
,,	,,	,,	,,	,,	45	3866	88,61	0,967	8080
,,	,,	,,	,,	,,	50	2875	68,02	0,719	7389*
,,	,,	,,	,,	35	40	11700	105,1	2,925	18892
,,	,,	,,	,,	,,	45	5800	88,61	1,450	12122
620	140	58,5	624	5	10	12280	130,8	3,070	14346
,,	,,	,,	,,	,,	15	6090	127,3	1,522	7314
,,	,,	,,	,,	,,	20	4026	122,61	1,006	5191
,,	,,	,,	,,	,,	25	2995	116,45	0,749	4143
,,	,,	,,	,,	,,	30	2376	108,45	0,594	3588
,,	,,	,,	,,	,,	35	1963	98,17	0,491	3331
,,	,,	,,	,,	,,	40	1669	85,1	0,417	3312*
,,	,,	,,	,,	,,	45	1448	68,61	0,362	3594
,,	,,	,,	,,	,,	50	1276	48,02	0,319	4645
,,	,,	,,	,,	10	15	12180	127,3	3,045	14634
,,	,,	,,	,,	,,	20	6040	122,61	1,510	7792
,,	,,	,,	,,	,,	25	3993	116,45	0,998	5520
,,	,,	,,	,,	,,	30	2970	108,45	0,743	4485
,,	,,	,,	,,	,,	35	2356	98,17	0,589	3996
,,	,,	,,	,,	,,	40	1947	85,1	0,487	3868*
,,	,,	,,	,,	,,	45	1683	68,61	0,421	4180
,,	,,	,,	,,	,,	50	1435	48,02	0,359	5227
,,	,,	,,	,,	15	20	12080	122,61	3,020	15568
,,	,,	,,	,,	,,	25	5990	116,45	1,498	8291
,,	,,	,,	,,	,,	30	3960	108,45	0,990	5980
,,	,,	,,	,,	,,	35	2945	98,17	0,736	5053
,,	,,	,,	,,	,,	40	2336	85,1	0,584	4638*
,,	,,	,,	,,	,,	45	1930	68,61	0,483	4834
,,	,,	,,	,,	,,	50	1640	48,02	0,410	5970
,,	,,	,,	,,	20	25	11980	116,45	2,995	16565
,,	,,	,,	,,	,,	30	5940	108,45	1,485	8969
,,	,,	,,	,,	,,	35	3927	98,17	0,982	6662
,,	,,	,,	,,	,,	40	2920	85,1	0,730	5798*
,,	,,	,,	,,	,,	45	2316	68,61	0,579	5802
,,	,,	,,	,,	,,	50	1913	48,02	0,478	6960

Tabelle 72.

Vakuum	Absolute Spannung	Dampf-		Kühlwasser-		W	Luft-		
		Temperatur	Gesamt-Wärme	Anfangs-	End-	Gewicht	Spannung	Gewicht	Volumen
				Temperatur					
mm	mm	°C	c	t_a	t_e	kg	mm	kg	Liter
620	140	58,5	624	25	30	11880	108,45	2,970	17939
"	"	"	"	"	35	5890	98,17	1,473	9991
"	"	"	"	"	40	3893	85,1	0,973	7727
"	"	"	"	"	45	2895	68,61	0,724	7168*
"	"	"	"	"	50	2296	48,02	0,574	8357
"	"	"	"	30	35	11780	98,17	2,945	19982
"	"	"	"	"	40	5840	85,1	1,460	11595
"	"	"	"	"	45	3860	68,61	0,965	9581*
"	"	"	"	"	50	2870	48,02	0,718	10447
"	"	"	"	35	40	11680	85,1	2,920	23191
"	"	"	"	"	45	5790	68,61	1,448	14377*
640	120	55	623	5	10	12260	110,8	3,062	16908
"	"	"	"	"	15	6080	107,3	1,520	8811
"	"	"	"	"	20	4020	102,61	1,005	6205
"	"	"	"	"	25	2990	96,45	0,748	5014
"	"	"	"	"	30	2372	88,45	0,593	4390
"	"	"	"	"	35	1960	78,17	0,490	4171*
"	"	"	"	"	40	1666	65,1	0,417	4280
"	"	"	"	"	45	1445	48,61	0,361	5103
"	"	"	"	"	50	1273	28,02	0,318	7956
"	"	"	"	10	15	12160	107,3	3,040	17632
"	"	"	"	"	20	6030	102,61	1,508	9310
"	"	"	"	"	25	3991	96,45	0,998	6675
"	"	"	"	"	30	2965	88,45	0,741	5488
"	"	"	"	"	35	2352	78,17	0,588	5005*
"	"	"	"	"	40	1943	65,1	0,486	5061
"	"	"	"	"	45	1680	48,61	0,420	5937
"	"	"	"	"	50	1433	28,02	0,358	8957
"	"	"	"	15	20	12060	102,61	3,015	18618
"	"	"	"	"	25	5980	96,45	1,495	9990
"	"	"	"	"	30	3953	88,45	0,988	7316
"	"	"	"	"	35	2940	78,17	0,735	6262
"	"	"	"	"	40	2332	65,1	0,583	6085*
"	"	"	"	"	45	1927	48,61	0,482	8599
"	"	"	"	"	50	1637	28,02	0,409	10233
"	"	"	"	20	25	11960	96,45	2,990	21979
"	"	"	"	"	30	5930	88,45	1,482	10971
"	"	"	"	"	35	3920	78,17	0,980	7342*

Tabelle 72.

Vakuum	Absolute Spannung	Dampf-		Kühlwasser-		W	Luft-		
		Temperatur	Gesamt-Wärme	Anfangs-	End-	Gewicht	Spannung	Gewicht	Volumen
				Temperatur					
mm	mm	° C	c	t_a	t_e	kg	mm	kg	Liter
640	120	55	623	20	40	2915	65,1	0,729	7592
„	„	„	„	„	45	2312	48,61	0,578	8167
„	„	„	„	„	50	1910	28,02	0,478	11959
„	„	„	„	25	30	11860	88,45	2,965	21950
„	„	„	„	„	35	5880	78,17	1,470	12513
„	„	„	„	„	40	3857	65,1	0,972	10122*
„	„	„	„	„	45	2890	48,61	0,723	10213
„	„	„	„	„	50	2292	28,02	0,573	14336
„	„	„	„	30	35	11760	78,17	2,940	25025
„	„	„	„	„	40	5830	65,1	1,458	15184
„	„	„	„	„	45	3854	48,61	0 964	13620*
„	„	„	„	„	50	2865	28,02	0,716	17914
„	„	„	„	35	40	11660	65,1	2,915	30357
„	„	„	„	„	45	5780	48,61	1,445	20427*
660	100	52	622	5	10	12240	90,8	3,060	20869
„	„	„	„	„	15	6070	87,3	1,518	10823
„	„	„	„	„	20	4013	82,61	1,003	7692
„	„	„	„	„	25	2985	76,45	0,746	6284
„	„	„	„	„	30	2368	68,45	0,592	5673
„	„	„	„	„	35	1957	58,17	0,489	5599*
„	„	„	„	„	40	1663	45,1	0,416	6232
„	„	„	„	„	45	1443	28,61	0,361	8718
„	„	„	„	„	50	1271	8,02	0,318	28458
„	„	„	„	10	15	12140	87,3	3,035	21640
„	„	„	„	„	20	6020	82,61	1,505	11543
„	„	„	„	„	25	3980	76,45	0,995	8382
„	„	„	„	„	30	2960	68,45	0,740	7091
„	„	„	„	„	35	2348	58,17	0,587	6721*
„	„	„	„	„	40	1940	45,1	0,485	7265
„	„	„	„	„	45	1677	28,61	0,419	10118
„	„	„	„	„	50	1430	8,02	0,358	31791
„	„	„	„	15	20	12040	82,61	3,010	22966
„	„	„	„	„	25	5970	76,45	1,493	12578
„	„	„	„	„	30	3946	68,45	0,987	9462
„	„	„	„	„	35	2935	58,17	0,734	8403*
„	„	„	„	„	40	2328	45,1	0,582	8718
„	„	„	„	„	45	1923	28,61	0,481	11611
„	„	„	„	„	50	1634	8,02	0,409	36555

Tabelle 72.

Vakuum	Absolute Spannung	Dampf-		Kühlwasser-		W	Luft-		
		Temperatur	Gesamt-Wärme	Anfangs-	End-	Gewicht	Spannung	Gewicht	Volumen
				Temperatur					
mm	mm	°C	c	t_a	t_e	kg	mm	kg	Liter
660	100	52	622	20	25	11940	76,45	2,985	25164
„	„	„	„	„	30	5920	68,45	1,480	14181
„	„	„	„	„	35	3913	58,17	0.978	11098
„	„	„	„	„	40	2910	45,1	0,728	11020*
„	„	„	„	„	45	2308	28,61	0,577	13715
„	„	„	„	„	50	1907	8,02	0,477	42687
„	„	„	„	25	30	11840	68,45	2,960	28364
„	„	„	„	„	35	5870	58,17	1.468	16803
„	„	„	„	„	40	3880	45,1	0,970	14331*
„	„	„	„	„	45	2885	28,61	0,721	17219
„	„	„	„	„	50	2288	8,02	0,572	51188
„	„	„	„	30	35	11740	58,17	2,935	33306
„	„	„	„	„	40	5820	45,1	1,455	21796*
„	„	„	„	„	45	3847	28,61	0,962	23232
„	„	„	„	„	50	2860	8,02	0,715	63965
„	„	„	„	35	40	11640	45,1	2,910	43592
„	„	„	„	„	45	5770	28,61	1,443	34836*
680	80	48	621	5	10	12220	70.8	3,073	24759
„	„	„	„	„	15	6060	67,3	1,515	14053
„	„	„	„	„	20	4006	62,61	1,001	10150
„	„	„	„	„	25	2980	56,45	0,745	8508
„	„	„	„	„	30	2364	48,45	0,591	6961*
„	„	„	„	„	35	1953	38,17	0,488	8535
„	„	„	„	„	40	1660	25,1	0,415	11176
„	„	„	„	„	45	1440	8,61	0,360	29635
„	„	„	„	„	50	1269	—	—	—
„	„	„	„	10	15	12120	67,3	3,030	28106
„	„	„	„	„	20	6010	62,61	1,502	15230
„	„	„	„	„	25	3970	56,45	0,993	11334
„	„	„	„	„	30	2955	48,45	0,739	9952*
„	„	„	„	„	35	2344	38,17	0,586	10249
„	„	„	„	„	40	1937	25,1	0,484	13070
„	„	„	„	„	45	1674	8.61	0,419	44492
„	„	„	„	15	20	12020	62,61	3,005	30501
„	„	„	„	„	25	5960	56,45	1,490	17016
„	„	„	„	„	30	3940	48,45	0,985	13337
„	„	„	„	„	35	2930	38,17	0,732	12600*
„	„	„	„	„	40	2324	25,1	0,581	15646

Tabelle 72.

Vakuum	Absolute Spannung	Dampf-		Kühlwasser-		W	Luft-		
		Temperatur	Gesamt-Wärme	Anfangs-	End-	Gewicht	Spannung	Gewicht	Volumen
				Temperatur					
mm	mm	°C	c	t_a	t_e	kg	mm	kg	Liter
680	80	48	621	15	45	1920	8,61	0,480	39513
,,	,,	,,	,,	20	25	11920	56,45	2,980	34034
,,	,,	,,	,,	,,	30	5910	48,45	1,478	19909
,,	,,	,,	,,	,,	35	3903	38,17	0,976	17070*
,,	,,	,,	,,	,,	40	2905	25,1	0,726	19602
,,	,,	,,	,,	,,	45	2304	8,61	0,576	47992
,,	,,	,,	,,	25	30	11820	48,45	2,960	39804
,,	,,	,,	,,	,,	35	5860	38,17	1,465	25623*
,,	,,	,,	,,	,,	40	3877	25,1	0,969	26102
,,	,,	,,	,,	,,	45	2880	8,61	0,720	59270
,,	,,	,,	,,	30	35	11720	38,17	2,930	51246
,,	,,	,,	,,	,,	40	5810	25,1	1,453	39116*
,,	,,	,,	,,	,,	45	3840	8,61	0,996	79027
,,	,,	,,	,,	35	40	11620	25,1	2,905	78234
,,	,,	,,	,,	,,	45	5760	8,61	1,440	118541
700	60	44	619	5	10	12180	50,8	3,045	36723
,,	,,	,,	,,	,,	15	6040	47,3	1,510	17818
,,	,,	,,	,,	,,	20	3993	42,61	0,998	14870
,,	,,	,,	,,	,,	25	2970	36,45	0,743	13166*
,,	,,	,,	,,	,,	30	2356	28,45	0,589	13641
,,	,,	,,	,,	,,	35	1947	18,17	0,487	17946
,,	,,	,,	,,	,,	40	1654	5,1	0,414	51936
,,	,,	,,	,,	10	15	12080	47,3	3,020	37616
,,	,,	,,	,,	,,	20	5990	42,61	1,498	22320
,,	,,	,,	,,	,,	25	3960	36,45	0,990	17543
,,	,,	,,	,,	,,	30	2945	28,45	0,736	17046*
,,	,,	,,	,,	,,	35	2336	18,17	0,584	21520
,,	,,	,,	,,	,,	40	1930	5,1	0,483	60520
,,	,,	,,	,,	15	20	11980	42,61	2,995	44495
,,	,,	,,	,,	,,	25	5940	36,45	1,485	26314
,,	,,	,,	,,	,,	30	3927	28,45	0,982	22743*
,,	,,	,,	,,	,,	35	2920	18,17	0,730	27500
,,	,,	,,	,,	,,	40	2316	5,1	0,579	77169
,,	,,	,,	,,	20	25	11880	36,45	2,970	52628
,,	,,	,,	,,	,,	30	5890	28,45	1,473	34115*
,,	,,	,,	,,	,,	35	3893	18,17	0,976	35965
,,	,,	,,	,,	,,	40	2895	5,1	0,724	90826
,,	,,	,,	,,	25	30	11780	28,45	2,945	68204

Tabelle 72.

Vakuum	Absolute Spannung	Dampf-		Kühlwasser- W			Luft-		
		Temperatur	Gesamt-Wärme	Anfangs-	End- Temperatur	Gewicht	Spannung	Gewicht	Volumen
mm	mm	°C	c	t_a	t_e	kg	mm	kg	Liter
700	60	44	619	25	35	5840	18,17	1,460	53801*
,,	,,	,,	,,	,,	40	3860	5,1	0,965	121059
,,	,,	,,	,,	30	35	11680	18,17	2,920	107602*
,,	,,	,,	,,	,,	40	5790	5,1	1,448	181640
,,	,,	,,	,,	35	40	11580	5,1	2,895	363177
710	50	38	618	5	10	12160	40,8	3,040	45661
,,	,,	,,	,,	,,	15	6059	37,3	1,508	25259
,,	,,	,,	,,	,,	20	3986	32,61	0,997	18474
,,	,,	,,	,,	,,	25	2965	26,45	0,741	18147*
,,	,,	,,	,,	,,	30	2352	18,45	0,588	20997
,,	,,	,,	,,	,,	35	1943	8,17	0,486	40780
,,	,,	,,	,,	10	15	12060	37,3	3,015	50501
,,	,,	,,	,,	,,	20	5980	32,61	1,495	27610
,,	,,	,,	,,	,,	25	3953	26,45	0,988	24460*
,,	,,	,,	,,	,,	30	2940	18,45	0,735	26247
,,	,,	,,	,,	,,	35	2332	8,17	0,583	48920
,,	,,	,,	,,	15	20	11960	32,61	2,990	58375
,,	,,	,,	,,	,,	25	5930	26,45	1,483	36322
,,	,,	,,	,,	,,	30	3920	18,45	0,980	35106*
,,	,,	,,	,,	,,	35	2915	8,17	0,729	51268
,,	,,	,,	,,	20	25	11860	26,45	2,965	73013
,,	,,	,,	,,	,,	30	5880	18,45	1,470	52494*
,,	,,	,,	,,	,,	35	3887	8,17	0,972	81544
,,	,,	,,	,,	25	30	11760	18,45	2,940	104587*
,,	,,	,,	,,	,,	35	5830	8,17	1,458	122341
,,	,,	,,	,,	30	45	11660	8,17	2,915	244597
720	40	34,5	617	5	10	12140	30,8	3,035	60457
,,	,,	,,	,,	,,	15	6020	27,3	1,505	34404
,,	,,	,,	,,	,,	20	3980	22,61	0,995	27108*
,,	,,	,,	,,	,,	25	2960	16,45	0,740	28986
,,	,,	,,	,,	,,	30	2348	8,45	0,587	46937
,,	,,	,,	,,	10	15	12040	27,3	3,010	68809
,,	,,	,,	,,	,,	20	5970	22,61	1,493	42312
,,	,,	,,	,,	,,	25	3946	16,45	0,987	38641*
,,	,,	,,	,,	,,	30	2935	8,45	0,734	58690
,,	,,	,,	,,	15	20	11940	22,61	2,985	84565
,,	,,	,,	,,	,,	25	5920	16,45	1,480	58134*
,,	,,	,,	,,	,,	30	3913	8,45	0,978	79472

Tabelle 72.

Vakuum	Absolute Spannung	Dampf-		Kühlwasser-		W	Luft-		
		Temperatur	Gesamt-Wärme	Anfangs- Temperatur	End- Temperatur	Gewicht	Spannung	Gewicht	Volumen
mm	mm	°C	c	t_a	t_e	kg	mm	kg	Liter
720	40	34,5	617	20	25	11840	16,45	2,960	116269
,,	,,	,,	,,	,,	30	5870	8,45	1,468	117541
,,	,,	,,	,,	25	30	11740	8,45	2,935	234682
730	30	29	615	5	10	12110	20,8	3,028	89599
,,	,,	,,	,,	,,	15	6000	17,3	1,500	54090
,,	,,	,,	,,	,,	20	3966	12,61	0,991	50174*
,,	,,	,,	,,	,,	25	2950	6,45	0,738	123277
,,	,,	,,	,,	10	15	12000	17,3	3,000	108180
,,	,,	,,	,,	,,	20	5950	12,61	1,488	75337*
,,	,,	,,	,,	,,	25	3933	6,45	0,983	100065
,,	,,	,,	,,	15	20	11900	12,61	2,975	147709
,,	,,	,,	,,	,,	25	5900	6,45	1,475	150553
,,	,,	,,	,,	20	25	11800	6,45	2,950	300605
740	20	21	613	5	10	12060	10,8	3,015	172126
,,	,,	,,	,,	,,	15	5980	7,3	1,495	128929*
,,	,,	,,	,,	,,	20	3950	2,61	0,985	179950
,,	,,	,,	,,	10	15	11960	7,3	2,990	257858
,,	,,	,,	,,	,,	20	5930	2,61	1,483	270858
,,	,,	,,	,,	15	20	11860	2,61	2,965	541676

Beispiel. Zur Kondensation von 100 kg Dampf steht Wasser von $t_a = 10°$ zur Verfügung, das mit $t_e = 40°$ abfließen soll. Das Vakuum soll 680 mm betragen, d. h. der absolute Druck soll $760 - 680 = 80$ mm sein. Nach Abschnitt XX Tabelle 41 ist dann die Einspritzwassermenge $W = 1960$ kg, dazu 100 kg Dampf $= 2060$ kg, die Spannung des Dampfes ist bei $40° = 54{,}9$ mm und da die Gesamtspannung $= 80$ mm beträgt, so ist die Spannung der Luft $b = 80 - 54{,}9 = 25{,}1$ mm. Hiermit sind alle für die Ausrechnung der Gleichungen nötigen Zahlen gegeben.

Das Luftgewicht ist $L = \frac{1960 \,.\, 0{,}25}{1000} = 0{,}59$ kg

Das Volumen von 1 kg Luft bei 40° und 25,1 mm Spannung ist nach Tabelle 47 $a_l = 27020$ Liter, folglich das Volumen von $L = 0{,}49$ kg Luft (für 100 kg Dampf):

$$V_{la} = L \,.\, a_l = 0{,}49 \,.\, 27020 = 12240 \text{ Liter.}$$

Die nasse Luftpumpe hat also für die Kondensation von 100 kg Dampf fortzuschaffen: Wasser = 2060, Luft = 13240, zusammen = 15300 Liter.

In der Tabelle 72 sind die Einspritzwassermengen und die Luftvolumina, welche nasse Luftpumpen für 100 kg kondensierten Dampf abzusaugen haben, angegeben und zwar für Vakuen von 600—740 mm, für Kühlwasser-Anfangs-Temperaturen von $t_a = 5^0$ bis 35^0 und -End-Temperaturen von $t_e = 10^0$ bis 50^0.

Für den Fall, daß das zu verwendende Einspritzwasser und die zu verdampfende Flüssigkeit mehr oder weniger Luft und Gase enthalten, und daß die Apparate dichter oder weniger dicht sind, als wir angenommen haben, muß man das in dieser Tabelle 72 verzeichnete Luftvolumen den veränderten Umständen proportional vergrößern oder verkleinern. Die Angaben der Tabelle sind für die Praxis bemessen und für die meisten Fälle als reichlich anzusehen. Enthält aber z. B. das zu verwendende Wasser nicht 20 %, sondern 15 % Gase, so ist das abzusaugende Luftvolumen nur $\frac{15}{20}$ des in der Tabelle 72 Genannten.

Die Betrachtung der Tabelle 72 lehrt nicht nur die effektiv abzusaugende Wasser- und Luftmenge kennen, sondern sie zeigt auch, daß für jedes bestimmte Vakuum und jede Einspritzwasser-Temperatur eine bestimmte günstigste Ablaufwasser-Temperatur besteht, bei der das abzusaugende Luftvolumen am kleinsten ist. Das ist erklärlich, denn je wärmer man das Ablaufwasser fortgehen läßt, um so weniger braucht man davon, und um so weniger Luft wird folglich in den Kondensator geführt; aber je wärmer das Ablaufwasser, desto höher die Dampfspannung über ihm, desto geringer die Luftspannung, desto größer ihr spezifisches Volumen.

Unter der Voraussetzung, daß das abzusaugende Luftgewicht direkt proportional dem zugeführten Einspritzwasser sei, tritt dieser günstigste Zustand (des kleinsten abzusaugenden Luftvolumens), der in der Tabelle 72 durch einen * Stern kenntlich gemacht ist, auch dann bei denselben kenntlich gemachten Ablauf-Temperaturen ein, wenn das Kühlwasser einen anderen Luftgehalt, als wir annahmen, hat. Leider ist aber unsere Annahme der vollkommenen Proportionalität zwischen Wasser und Luft nicht ganz zutreffend.

In Wirklichkeit wird daher der günstigste Zustand oft bei einer anderen Ablauf-Temperatur erfolgen. Man kann vorher nicht an-

geben, bei welcher, und muß sich damit begnügen, zu wissen, daß es einen günstigsten Zustand gibt, den man bei Apparaten im Betriebe wohl ausprobieren kann.

Da die nassen Luftpumpen sowohl die Luft als auch das Einspritzwasser abführen müssen, so ist ihre Größe so zu bestimmen, daß zu dem in der Tabelle 72 angegebenen abzusaugenden Luftvolumen V_{tn} auch noch das Einspritzwasser W + dem Gewicht des kondensierten Dampfes addiert wird.

C. Das bei trockener Einspritz-Fallrohr-Kondensation abzusaugende Luftvolumen.

Eine trockene Luftpumpe ist eine solche, welche die Luft und die unkondensierten Gase aus dem Kondensator absaugt, dagegen nicht das Wasser. Sie nimmt die Luft an der Stelle des Kondensators ab, an der das Kühlwasser eintritt, und daher hat auch die abgesaugte Luft ganz oder fast ganz die Temperatur dieses Einspritzwassers t_a.

Da unserer Annahme zufolge das Gewicht der aus dem Kondensator geführten, also auch von der Luftpumpe abzusaugenden Luft direkt proportional sein soll der Menge des Einspritzwassers, so gilt auch hier die Gleichung (258) für das Luftgewicht:

$$L = \frac{W \,.\, 0{,}25}{1000} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (263)$$

Für die Berechnung des Luftvolumens V_{tt}, das die trockene Luftpumpe abzuführen hat, benutzen wir die Gleichung (262), nur mit dem Unterschiede, daß hier als Temperatur der Luft nicht die des ablaufenden t_e, sondern etwa die des eintretenden Wassers t_a eingesetzt wird.

$$V_{tt} = \frac{W \,.\, 0{,}25\,(273 + t_a)\,29{,}27 \,.\, 760}{1000 \qquad p \;.\; b} = 0{,}5385 \frac{W \,.\, (273 + t_a)}{b} \quad (264)$$

Mit Hilfe dieser Gleichung (264) ist die Tabelle 73 berechnet worden. Auch hier wird, wie bei nassen Kondensatoren, ein größerer oder geringerer Gehalt des Einspritzwassers an Luft das abzusaugende Luftvolumen vergrößern oder verkleinern.

Die Unterschiede zwischen der nassen und der trockenen Kondensation (fast ganz zum Vorteil der letzteren) sind besonders folgende:

Da im allgemeinen bei den trockenen (Fallrohr-) Kondensatoren die Temperatur des ablaufenden Wassers höher sein kann als bei

den nassen, weil es, wie wir wissen, fast die Temperatur des in den Kondensator strömenden Dampfes erreichen kann, so brauchen trockene Kondensatoren für dieselben Leistungen viel weniger Wasser als nasse.

Die geringere Wassermenge bringt auch entsprechend weniger Luft in den Raum und da diese Luft hier fast die Temperatur des eintretenden Kühlwassers behält, d. h. also viel kälter ist, als beim nassen Kondensator, so hat das geringere Luftgewicht auch noch ein kleineres spezifisches Volumen. Auch der mit der Luft gemischte Dampf hat niedrigere Temperatur, also geringere Spannung, folglich bleibt von dem Gesamtdruck im Kondensator für die Luft ein größerer Teil übrig. Aus dem trockenen Kondensator ist also fast immer ein kleineres Luftvolumen abzuführen.

Trockene Luftpumpen dürfen schneller laufen als nasse, weil sie kein Wasser zu bewältigen haben, sie werden also auch aus diesem Grunde für dieselbe Verdampfungsleistung immer kleiner sein können als nasse.

Vergleicht man die in den verschiedenen Fällen so sehr verschiedenen Volumina der abzusaugenden Luft, so erlaubt die Tabelle 73 folgende Schlüsse zu ziehen:

1. Noch mit recht warmem Kühlwasser können mit Hilfe der trockenen Kondensation ziemlich gute Vakuen erreicht werden. Solche Umstände erfordern nur viel Kühlwasser und große Luftpumpen. Das Kühlwasser ist noch brauchbar, wenn es nur wenige Grade kälter ist, als die Temperatur der verdampfenden Flüssigkeit.

2. Je näher die Temperatur der abgeführten Luft der des eintretenden Kühlwassers und die Temperatur des Ablaufwassers der der verdampfenden Flüssigkeit ist, d. h. je vollkommener das Kühlwasser ausgenutzt wird, desto besser ist die Kondensation, und um so kleiner darf die Luftpumpe sein. Wenn bei gegebenem Verhältnis die Luftpumpe nur knapp groß genug ist, so kann die Kondensation durch reichlichere Wasserzugabe nie verbessert, sondern nur verschlechtert werden.

3. Es ist sehr wichtig, die Luft recht kalt aus dem Kondensator zu entnehmen. Je kälter die Luft, desto besser die Luftleere.

Tabelle 73.

Kühlwasserverbrauch und abzusaugendes Luftvolumen in Litern für Kühlwasser-Anfangs-Temperaturen von $t_a = 5°—50°$, bei **trockenen Einspritz-**

Vakuum 600 mm — Absolute Spannung 160 mm
Temperatur 61,5° — Gesamtwärme $\varepsilon = 625$ *WE*

Kühlwasser-			Luft-			
Anfangs-Temperatur	End-Temperatur	Gewicht	Temperatur	Spannung	Gewicht	Volum
t_a	t_e	kg	t_{la}	mm	kg	Liter
5	61,5	997	5	153,5	0,25	978
„	„	„	10	150,8	„	1017
„	„	„	15	147,3	„	1055
„	55	1140	5	153,5	0,285	1114
„	„	„	10	150,8	„	1159
„	„	„	15	147,3	„	1205
„	50	1277	5	153,5	0,319	1247
„	„	„	10	150,8	„	1298
„	„	„	15	147,3	„	1346
10	61,5	1094	10	150,8	0,274	1115
„	„	„	15	147,3	„	1156
„	„	„	20	142,6	„	1210
„	55	1266	10	150,8	0,317	1289
„	„	„	15	147,3	„	1338
„	„	„	20	142,6	„	1400
„	50	1437	10	150,8	0,359	1460
„	„	„	15	147,3	„	1515
„	„	„	20	142,6	„	1586
15	61,5	1212	15	147,3	0,303	1279
„	„	„	20	142,6	„	1338
„	„	„	25	136,5	„	1430
„	55	1425	15	147,3	0,356	1502
„	„	„	20	142.6	„	1572
„	„	„	25	136,5	„	1680
„	50	1642	15	147,3	0,41	1732
„	„	„	20	142,6	„	1811
„	„	„	25	136,5	„	1938
20	61,5	1385	20	142.6	0,346	1528
„	„	„	25	136,5	„	1633
„	„	„	30	128,5	„	1776
„	55	1629	20	142,6	0,407	1798
„	„	„	25	136,5	„	1921
„	„	„	30	128,5	„	2088
„	50	1917	20	142,6	0,479	2116
„	„	„	25	136,5	„	2259
„	„	„	30	128,5	„	2449

Tabelle 73.

100 Kilo Wasserdampf bei Luftleeren von 600—740 mm.
Kühlwasser-End Temperaturen von t_e = 10°—61,5°
Fallrohr-Kondensatoren.

Vakuum 600 mm Temperatur 61,5°			Absolute Spannung 160 mm Gesamtwärme $c = 625$ *WE*			
Kühlwasser-			Luft-			
Anfangs-Temperatur	End-Temperatur	Gewicht	Temperatur	Spannung	Gewicht	Volum
t_a	t_e	kg	t_{la}	mm	kg	Liter
25	61,5	1544	25	136,5	0,386	1831
„	„	„	30	128,5	„	1981
„	„	„	35	118,2	„	2173
„	55	1900	25	136,5	0,475	2242
„	„	„	30	128,5	„	2438
„	„	„	35	118,2	„	2674
„	50	2300	25	136,5	0,575	2714
„	„	„	30	128,5	„	2953
„	„	„	35	118,2	„	3237
30	61,5	1772	30	128,5	0,443	2274
„	„	„	35	118,2	„	2494
„	„	„	40	105,1	„	2856
„	55	2280	30	128,5	0,570	2926
„	„	„	35	118,2	„	3209
„	„	„	40	105,1	„	3675
„	50	2875	30	128,5	0,719	3691
„	„	„	35	118,2	„	4048
„	„	„	40	105,1	„	4635
35	61,5	2125	35	118,2	0,531	2992
„	„	„	40	105,1	„	3427
„	„	„	45	88,6	„	4128
„	55	2850	35	118,2	0,712	4011
„	„	„	40	105,1	„	4593
„	„	„	45	88,6	„	5524
„	50	3833	35	118,2	0,958	5394
„	„	„	40	105,1	„	6175
„	„	„	45	88,6	„	7427
40	61,5	2626	40	105,1	0,657	4299
„	„	„	45	88,6	„	5094
„	„	„	50	68	„	6747
„	55	3800	40	105,1	0,950	6124
„	„	„	45	88,6	„	7365
„	„	„	50	68	„	9756
„	50	5750	40	105,1	1,437	9263

Tabelle 73.

Vakuum 600 mm Temperatur 61,5°			Absolute Spannung 160 mm Gesamtwärme $c = 625$ *WE*			
Kühlwasser-			Luft-			
Anfangs-Temperatur	End-Temperatur	Gewicht	Temperatur	Spannung	Gewicht	Volum
t_a	t_e	kg	t_{ia}	mm	kg	Liter
40	50	5750	45	88,6	1,437	11141
„	„	„	50	68	„	14758
45	61,5	3415	45	88,6	0,854	6621
„	„	„	50	68	„	8770
„	„	„	55	42,5	„	14262
„	55	5700	45	88,6	1,425	11047
„	„	„	50	68	„	14634
„	„	„	55	42,5	„	23798
„	50	11500	45	88,6	2,875	22090
„	„	„	50	68	„	29526
„	„	„	55	42,5	„	58013
50	61,5	4895	50	68	1,224	12450
„	„	„	55	42,2	„	20300
„	„	„	60	12	„	73500
„	55	11300	50	68	2,825	29013
Vakuum 620 mm Temperatur 58,5°			Absolute Spannung 140 mm Gesamtwärme $c = 624$ *WE*			
5	58,5	1057	5	133,5	0,260	1185
„	„	„	10	130,8	„	1215
„	„	„	15	127,3	„	1269
„	50	1276	5	133,5	0,319	1454
„	„	„	10	130,8	„	1489
„	„	„	15	127,3	„	1557
„	45	1447	5	133,5	0,362	1650
„	„	„	10	130,8	„	1692
„	„	„	15	127,3	„	1767
10	58,5	1166	10	130,8	0,291	1342
„	„	„	15	127,3	„	1423
„	„	„	20	122,6	„	1505
„	50	1435	10	130,8	0,359	1678
„	„	„	15	127,3	„	1752
„	„	„	20	122,6	„	1856
„	45	1654	10	130,8	0,414	1935
„	„	„	15	127,3	„	2020
„	„	„	20	122,6	„	2140
15	58,5	1300	15	127,3	0,325	1586
„	„	„	20	122,6	„	1680

Tabelle 73.

Vakuum 620 mm — Absolute Spannung 140 mm
Temperatur 58,5° — Gesamtwärme $c = 624$ *WE*

Kühlwasser-			Luft-			
Anfangs-	End-	Gewicht	Temperatur	Spannung	Gewicht	Volum
Temperatur						
t_a	t_e	kg	t_{l0}	mm	kg	Liter
15	58,5	1300	25	116,5	0,325	1797
„	50	1640	15	127,3	0,410	2001
„	„	„	20	122,6	„	2120
„	„	„	25	116,5	„	2267
„	45	1930	15	127,3	0,482	2355
„	„	„	20	122,6	„	2495
„	„	„	25	116,5	„	2668
20	58	1516	20	122,6	0,379	1959
„	„	„	25	116,5	„	2094
„	„	„	30	108,5	„	2310
„	50	1913	20	122,6	0,478	2471
„	„	„	25	116,5	„	2703
„	„	„	30	108,5	„	2913
„	45	2315	20	122,6	0,579	2993
„	„	„	25	116,5	„	3202
„	„	„	30	108,5	„	3529
25	58	1715	25	116,5	0,429	2372
„	„	„	30	108,5	„	2615
„	„	„	35	98,2	„	2913
„	50	2296	25	116,5	0,574	3174
„	„	„	30	108,5	„	3498
„	„	„	35	98,2	„	3892
„	45	2895	25	116,5	0,724	4004
„	„	„	30	108,5	„	4413
„	„	„	35	98,2	„	4908
30	58	2021	30	108,5	0,505	3078
„	„	„	35	98,2	„	3424
„	„	„	40	85,1	„	4020
„	50	2870	30	108,5	0,718	4376
„	„	„	35	98,2	„	4868
„	„	„	40	85,1	„	5715
„	45	3860	30	108,5	0,965	5855
„	„	„	35	98,2	„	6543
„	„	„	40	85,1	„	7681
35	58	2304	35	98,2	0,576	3905
„	„	„	40	85,1	„	4385
„	„	„	45	68,6	„	5777
„	50	3827	35	98,2	0,957	6488

Tabelle 73.

Vakuum 620 mm Temperatur 58,5°			Absolute Spannung 140 mm Gesamtwärme $c = 624$ *WE*			
Kühlwasser-			Luft-			
Anfangs-Temperatur	End-Temperatur	Gewicht	Temperatur	Spannung	Gewicht	Volum
t_a	t_e	kg	t_{la}	mm	kg	Liter
35	50	3827	40	85,1	0,957	7618
„	„	„	45	68,6	„	9599
„	45	5790	35	98,2	1,448	9817
„	„	„	40	85,1	„	11526
„	„	„	45	68,6	„	14523
40	58	3144	40	85,1	0,786	6257
„	„	„	45	68,6	„	7884
„	„	„	50	48	„	11444
„	50	5740	40	85 1	1,435	11022
„	„	„	45	68.6	„	14393
„	„	„	50	48	„	20893
„	45	11580	40	85,1	2,895	23044
„	„	„	45	68,6	„	29037
„	„	„	50	48	„	42151
45	58	4354	45	68,6	1,089	10923
„	„	„	50	48	„	15856
„	„	„	55	22,5	„	34685
„	50	11480	45	68,6	2,870	28786
„	„	„	50	48	„	41787
„	„	„	55	22,5	„	91410
50	58	7075	50	48	1,769	25766
Vakuum 640 mm Temperatur 55°			Absolute Spannung 120 mm Gesamtwärme $c = 623$ *WE*			
5	55	1136	5	113,5	0,284	1503
„	„	„	10	110,8	„	1568
„	„	„	15	107,3	„	1647
„	50	1251	5	113.5	0,313	1656
„	„	„	10	110.8	„	1728
„	„	„	15	107,3	„	1815
„	45	1445	5	113,5	0,3615	1924
„	„	„	10	110,8	„	1995
„	„	„	15	107,3	„	2096
10	55	1262	10	110.8	0,315	1739
„	„	„	15	107,3	„	1828
„	„	„	20	102,6	„	1943
„	50	1432	10	110,8	0,358	1976
„	„	„	15	107,3	„	2076

Tabelle 73.

Vakuum 640 mm
Temperatur 55°

Absolute Spannung 120 mm
Gesamtwärme $c = 623$ *WE*

Kühlwasser-			Luft-			
Anfangs-Temperatur	End-Temperatur	Gewicht	Temperatur	Spannung	Gewicht	Volum
t_a	t_e	kg	t_{La}	mm	kg	Liter
10	50	1432	20	102,6	0,358	2209
„	45	1651	10	110,8	0,413	2280
„	„	„	15	107,3	„	2395
„	„	„	20	102,6	„	2548
15	55	1420	15	107,3	0,355	2004
„	„	„	20	102.6	„	2190
„	„	„	25	96,5	„	2382
„	50	1637	15	107,2	0,409	2372
„	„	„	20	102,6	„	2524
„	„	„	25	96,5	„	2732
„	45	1927	15	107,2	0,482	2796
„	„	„	20	102,6	„	2974
„	„	„	25	96,5	„	3218
20	55	1625	20	102,6	0,406	2505
„	„	„	25	96,5	„	2712
„	„	„	30	88,5	„	3039
„	50	1910	20	102,6	0,480	2962
„	„	„	25	96,5	„	3206
„	„	„	30	88,5	„	3593
„	45	2312	20	102.6	0,578	3566
„	„	„	25	96,5	„	3861
„	„	„	30	88,5	„	4326
25	55	1893	25	96,5	0,473	3160
„	„	„	30	88.5	„	3540
„	„	„	35	78,2	„	4026
„	50	2292	25	96,5	0,573	3828
„	„	„	30	88,5	„	4289
„	„	„	35	78,2	„	4877
„	45	2890	25	96,5	0,722	4824
„	„	„	30	88,5	„	5408
„	„	„	35	78,2	„	6150
30	55	2272	30	88,5	0,568	4241
„	„	„	35	78,2	„	4766
„	„	„	40	65,1	„	5927
„	50	2865	30	88,5	0,716	5359
„	„	„	35	78.2	„	6004
„	„	„	40	65,1	„	7471
„	45	3833	30	88,5	0,956	7156

Tabelle 73.

Vakuum 640 mm Temperatur 55°			Absolute Spannung 120 mm Gesamtwärme $c = 623$ *WE*			
Kühlwasser-			Luft-			
Anfangs-Temperatur	End-Temperatur	Gewicht	Temperatur	Spannung	Gewicht	Volum
t_a	t_e	kg	t_{la}	mm	kg	Liter
30	45	3833	35	78,2	0,956	8137
„	„	„	40	65,1	„	9976
35	55	2840	35	68,2	0,710	6043
„	„	„	40	65,1	„	7409
„	„	„	45	48,6	„	10039
„	50	3820	35	78,2	0,955	8128
„	„	„	40	65,1	„	9965
„	„	„	45	48,6	„	13504
„	45	5780	35	78,2	1,445	12298
„	„	„	40	65,1	„	15079
„	„	„	45	48,6	„	20342
40	55	3787	40	65,1	0,947	9882
„	„	„	45	48,6	„	13391
„	„	„	50	28	„	22018
„	50	5730	40	65,1	1,432	14943
„	„	„	45	48,6	„	20248
„	„	„	50	28	„	33294
„	45	11560	40	65,1	2,89	30157
„	„	„	45	48,6	„	40685
„	„	„	50	28	„	67193
45	55	5680	45	48,6	1,420	20779
„	„	„	50	28	„	35684
„	„	„	55	2,5	„	295360
„	50	11460	45	48,6	2,865	40511
„	„	„	50	28	„	71997
„	„	„	55	2,5	„	595920
50	55	11360	50	28	2,840	71369
Vakuum 660 mm Temperatur 52°			Absolute Spannung 100 mm Gesamtwärme $c = 622$ *WE*			
5	52	1213	5	93,5	0,303	1947
„	„	„	10	90,8	„	1865
„	„	„	15	87,3	„	2160
„	45	1440	5	93,5	0,360	2313
„	„	„	10	90,8	„	2216
„	„	„	15	87,3	„	2567
„	40	1660	5	93,5	0,415	2666
„	„	„	10	90,8	„	2555

Tabelle 73.

Vakuum 660 mm
Temperatur 52°

Absolute Spannung 100 mm
Gesamtwärme $c = 622$ *WE*

Kühlwasser-			Luft-			
Anfangs-Temperatur	End-Temperatur	Gewicht	Temperatur	Spannung	Gewicht	Volum
t_a	t_e	kg	t_{la}	mm	kg	Liter
5	40	1666	15	87,3	0,415	2958
10	52	1357	10	90,8	0,339	2087
„	„	„	15	87,3	„	2417
„	„	„	20	82,6	„	2600
„	45	1650	10	90,8	0,412	2539
„	„	„	15	87,3	„	2941
„	„	„	20	82,6	„	3164
„	40	1940	10	90,8	0,485	2986
„	„	„	15	87,3	„	4458
„	„	„	20	82,6	„	3720
15	52	1540	15	87,3	0,385	2745
„	„	„	20	82,6	„	2953
„	„	„	25	76,5	„	3241
„	45	1923	15	87,3	0,481	3429
„	„	„	20	82,6	„	3689
„	„	„	25	76,5	„	4049
„	40	2328	15	87,3	0,582	4149
„	„	„	20	82,6	„	4464
„	„	„	25	76,5	„	4899
20	52	1781	20	82,6	0,445	3413
„	„	„	25	76,5	„	3746
„	„	„	30	68,5	„	4326
„	45	2308	20	82,6	0,577	4426
„	„	„	25	76,5	„	4857
„	„	„	30	68,5	„	5610
„	40	2910	20	82,6	0,782	5584
„	„	„	25	76,5	„	6128
„	„	„	30	68,5	„	7078
25	52	2111	25	76,5	0,528	4445
„	„	„	30	68,5	„	5133
„	„	„	35	58,2	„	6040
„	45	2885	25	76,5	0,721	6069
„	„	„	30	68,5	„	7010
„	„	„	35	58,2	„	8248
„	40	3800	25	76,5	0,950	7997
„	„	„	30	68,5	„	9236
„	„	„	35	58,2	„	10868
30	52	2591	30	68,5	0,648	6300

Tabelle 73.

Vakuum 660 mm Temperatur 52°			Absolute Spannung 100 mm Gesamtwärme $c = 622$ *WE*			
Kühlwasser-			Luft-			
Anfangs-Temperatur	End-Temperatur	Gewicht	Temperatur	Spannung	Gewicht	Volum
t_a	t_e	kg	t_{la}	mm	kg	Liter
30	52	2591	35	58,2	0,684	7413
„	„	„	40	45,1	„	9662
„	45	3848	30	68,5	0,962	9353
„	„	„	35	58,2	„	11005
„	„	„	40	45,1	„	14478
„	40	5820	30	68,5	1,455	14146
„	„	„	35	58,2	„	16645
„	„	„	40	45,1	„	21898
35	52	3354	35	58,2	0,839	9599
„	„	„	40	45,1	„	12627
„	„	„	45	28,6	„	20268
„	45	5770	35	58,2	1,442	16502
„	„	„	40	45,1	„	21709
„	„	„	45	28,6	„	34946
„	40	11640	35	58,2	2,910	33290
„	„	„	40	45,1	„	43796
„	„	„	45	28,6	„	70297
40	52	4750	40	45,1	1,188	17879
„	„	„	45	28,6	„	28699
„	„	„	50	8	„	106540
„	45	11540	40	45,1	2,885	43419
„	„	„	45	28,6	„	69693
„	„	„	50	8	„	258727
45	52	8143	45	28,6	2,036	49180
„	„	„	50	8	„	182108
50	52	—	—	—	—	—
Vakuum 680 mm Temperatur 48°			Absolute Spannung 80 mm Gesamtmenge $c = 621$ *WE*			
5	48	1356	5	73,5	0,369	2773
„	„	„	10	70,8	„	2963
„	„	„	15	67,3	„	3145
„	40	1718	5	73,5	0,4295	3512
„	„	„	10	70,8	„	3754
„	„	„	15	67,3	„	3984
„	35	1953	5	73,5	0,488	3992
„	„	„	10	70,8	„	4158
„	„	„	15	67,3	„	4527

Tabelle 73.

Vakuum 680 mm Temperatur 48°			Absolute Spannung 80 mm Gesamtwärme $c = 621$ *WE*			
Kühlwasser-			Luft-			
Anfangs-Temperatur	End-Temperatur	Gewicht	Temperatur	Spannung	Gewicht	Volum
t_a	t_e	kg	t_a	mm	kg	Liter
10	48	1509	10	70,8	0,377	3295
„	„	„	15	67,3	„	3497
„	„	„	20	62,6	„	3827
„	40	1937	10	70.8	0,484	4230
„	„	„	15	67,3	„	4490
„	„	„	20	62,6	„	4912
„	35	2344	10	70,8	0,586	5122
„	„	„	15	67.3	„	5436
„	„	„	20	62,6	„	5948
15	48	1737	15	67,3	0,434	4026
„	„	„	20	62,6	„	4405
„	„	„	25	56,5	„	4958
„	40	2324	15	67,3	0,581	5389
„	„	„	20	62,6	„	5897
„	„	„	25	56,5	„	6638
„	35	2930	15	67.3	0,732	6790
„	„	„	20	62,6	„	7435
„	„	„	25	56,5	„	8369
20	48	2040	20	62,6	0,510	5177
„	„	„	25	55,5	„	5827
„	„	„	30	48,5	„	7043
„	40	2905	20	62,6	0,726	7369
„	„	„	25	55,5	„	8295
„	„	„	30	48,5	„	10026
„	35	3908	20	62,6	0,977	9917
„	„	„	25	55,5	„	11162
„	„	„	30	48,5	„	13492
25	48	2491	25	56,5	0,623	7118
„	„	„	30	48,5	„	8603
„	„	„	35	38,2	„	10870
„	40	3866	25	56,5	0,967	11047
„	„	„	30	48,5	„	13354
„	„	„	35	38,2	„	16903
„	35	5770	25	56,5	1,442	16475
„	„	„	30	48,5	„	19901
„	„	„	35	38,2	„	25215
30	48	3184	30	48,5	0,796	10993
„	„	„	35	38,2	„	13949

Tabelle 73.

Vakuum 680 mm Temperatur 48°			Absolute Spannung 80 mm Gesamtwärme $c = 621$ *WE*			
Kühlwasser-			Luft-			
Anfangs-Temperatur	End-Temperatur	Gewicht	Temperatur	Spannung	Gewicht	Volum
t_a	t_e	kg	t_{la}	mm	kg	Liter
30	48	3184	40	25,1	0,796	22246
„	40	5810	30	48,1	1,453	20070
„	„	„	35	38.5	„	25433
„	„	„	40	25,1	„	41059
„	35	11720	30	48,5	2,930	40460
„	„	„	35	38.5	„	51196
„	„	„	40	25,1	„	80780
35	48	4408	35	38,2	1,102	19262
„	„	„	40	25,1	„	30382
„	„	„	45	8,6	„	242247
„	40	11620	35	38,2	2,905	50769
„	„	„	40	25,1	„	80090
„	„	„	45	8,6	„	91895
40	48	7043	40	25,1	1,761	48561
„	„	„	45	8,6	„	146850
45	48	19100	45	8,6	4,775	—
Vakuum 700 mm Temperatur 44°			Absolute Spannung 60 mm Gesamtwärme $c = 619$ *WE*			
5	44	1474	5	53,5	0,369	4149
„	„	„	10	50,8	„	4446
„	„	„	15	47,3	„	4863
„	35	1945	5	53,5	0,486	5465
„	„	„	10	50,8	„	5816
„	„	„	15	47,3	„	6405
„	30	2356	5	53,5	0,589	6623
„	„	„	10	50,8	„	7097
„	„	„	15	47,3	„	7763
10	44	1691	10	50,8	0,425	5121
„	„	„	15	47,3	„	5502
„	„	„	20	42,6	„	6333
„	35	2335	10	50,8	0,584	7037
„	„	„	15	47,3	„	7697
„	„	„	20	42,6	„	8702
„	30	2945	10	50.8	0,736	8869
„	„	„	15	47,3	„	9700
„	„	„	20	42,6	„	10966
15	44	1983	15	47,3	0,496	6537

Tabelle 73.

Vakuum 700 mm Temperatur 44°			Absolute Spannung 60 mm Gesamtwärme c = 619 *WE*			
Kühlwasser-			Luft-			
Anfangs-Temperatur	End-Temperatur	Gewicht	Temperatur	Spannung	Gewicht	Volum
t_a	t_e	kg	t_{la}	mm	kg	Liter
15	44	1983	20	42,6	0,496	6390
„	„	„	25	36,5	„	8779
„	35	2920	15	47,3	0,730	9621
„	„	„	20	42,6	„	10877
„	„	„	25	36,5	„	12921
„	30	3926	15	47,3	0,981	12936
„	„	„	20	42,6	„	14624
„	„	„	25	36,5	„	17363
20	44	2396	20	42,6	0,599	8925
„	„	„	25	36,5	„	10602
„	„	„	30	28,5	„	14364
„	35	3890	20	42,6	0,972	14483
„	„	„	25	36,5	„	17204
„	„	„	30	28,5	„	23309
„	30	5890	20	42,6	1,472	21933
„	„	„	25	36,5	„	26063
„	„	„	30	28,5	„	35310
25	44	3026	25	36,5	0,757	13399
„	„	„	30	28,5	„	18153
„	„	„	35	18,2	„	27858
„	35	5840	25	36,5	1,460	25842
„	„	„	30	28,5	„	35011
„	„	„	35	18,2	„	53728
„	30	11780	25	36,5	2,945	52126
„	„	„	30	28,5	„	70621
„	„	„	35	18,2	„	108376
30	44	4108	30	28,5	1,027	24627
„	„	„	35	18,2	„	37794
„	„	„	40	5,1	„	143780
„	35	11680	30	28,5	2,920	70022
„	„	„	35	18,2	„	10746
„	„	„	40	5,1	„	408800
35	44	6410	35	18,2	1,603	58990
„	„	„	40	5,1	„	224420
40	44	14425	40	5,1	3,606	504840

Tabelle 73.

Vakuum 710 mm Temperatur 38°			Absolute Spannung 50 mm Gesamtwärme $c = 618$ *WE*			
Kühlwasser-			Luft-			
Anfangs-Temperatur	End-Temperatur	Gewicht	Temperatur	Spannung	Gewicht	Volum
t_a	t_e	kg	t_{ta}	mm	kg	Liter
5	38	1758	5	43,5	0,440	6090
„	„	„	10	40,8	„	7542
„	„	„	15	37,3	„	7366
„	30	2352	5	43,5	0,588	8138
„	„	„	10	40,8	„	10078
„	„	„	15	37,3	„	9843
„	25	2965	5	43,5	0,741	10255
„	„	„	10	40,8	„	12601
„	„	„	15	37,3	„	12404
10	38	2071	10	40,8	0,518	8878
„	„	„	15	37,3	„	8668
„	„	„	20	32,6	„	10117
„	30	2690	10	40,8	0,672	11527
„	„	„	15	37,3	„	11257
„	„	„	20	32,6	„	13124
„	25	3953	10	40,8	0,988	16934
„	„	„	15	37,3	„	16539
„	„	„	20	32,6	„	19295
15	38	2609	15	37,3	0,652	10914
„	„	„	20	32,6	„	12732
„	„	„	25	26,5	„	15935
„	30	3920	15	37,3	0,980	16405
„	„	„	20	32,6	„	19239
„	„	„	25	26,5	„	23951
„	25	5930	15	37,3	1,482	13849
„	„	„	20	32,6	„	28943
„	„	„	25	26,5	„	36220
20	38	3277	20	32,6	0,819	15995
„	„	„	25	26,5	„	20016
„	„	„	30	18,5	„	30745
„	30	5888	20	32,6	1,470	18709
„	„	„	25	26,5	„	35927
„	„	„	30	18,5	„	55184
„	25	11860	20	32,6	2,970	58004
„	„	„	25	26,5	„	72587
„	„	„	30	18,5	„	111494
25	38	4530	25	26,5	1,132	27678
„	„	„	30	18,5	„	42514

Tabelle 73.

Vakuum 700 mm Temperatur 38°			Absolute Spannung 50 mm Gesamtwärme $c = 618$ *WE*			
Kühlwasser-			Luft-			
Anfangs-Temperatur	End-Temperatur	Gewicht	Temperatur	Spannung	Gewicht	Volum
t_a	t_e	kg	t_{la}	mm	kg	Liter
25	38	4530	35	8,2	1,132	96263
„	30	11760	25	26,5	2,940	71854
„	„	„	30	18,5	„	110368
„	„	„	35	8,2	„	249900
30	38	7250	30	18,5	1,812	68022
„	„	„	35	8,2	„	154700
35	38	19333	35	8,2	4,833	410805
Vakuum 720 mm Temperatur 34,5°			Absolute Spannung 40 mm Gesamtwärme $c = 617$ *WE*			
5	34,5	1974	5	33,5	0,494	8916
„	„	„	10	30,8	„	9840
„	„	„	15	27,3	„	11288
„	25	2960	5	33,5	0,740	13355
„	„	„	10	30,8	„	14541
„	„	„	15	27,3	„	16909
„	20	3980	5	33,5	0,995	17955
„	„	„	10	30,8	„	19820
„	„	„	15	27,3	„	22736
10	34,5	2377	10	30,8	0,594	11832
„	„	„	15	27,3	„	13573
„	„	„	20	22,6	„	16846
„	25	3948	10	30,8	0,987	19651
„	„	„	15	27,3	„	22633
„	„	„	20	22,6	„	27991
„	20	5970	10	30,8	1,493	29740
„	„	„	15	27,3	„	34121
„	„	„	20	22,6	„	42741
15	34,5	3000	15	27,3	0,750	17138
„	„	„	20	22,6	„	21270
„	„	„	25	16,5	„	29108
„	25	5920	15	27,3	1,480	33818
„	„	„	20	22,6	„	41973
„	„	„	25	16,5	„	57439
„	20	11940	15	27,3	2,985	68207
„	„	„	20	22,6	„	84654
„	„	„	25	16,5	„	115850
20	34,5	3949	20	22,6	0,987	27991

Tabelle 73.

Vakuum 720 mm Temperatur 34,5°			Absolute Spannung 40 mm Gesamtwärme $c = 617$ *WE*			
Kühlwasser-			Luft-			
Anfangs-Temperatur	End-Temperatur	Gewicht	Temperatur	Spannung	Gewicht	Volum
t_a	t_e	kg	t_{la}	mm	kg	Liter
20	34,5	3949	25	16,5	0,987	38305
„	„	„	30	8,5	„	87676
„	25	11840	20	22,6	2,960	85945
„	„	„	25	16,5	„	114878
„	„	„	30	8,5	„	262936
25	34,5	6131	25	16.5	1,533	59466
„	„	„	30	8,5	„	136176
30	34,5	12947	30	8,5	3,236	287494
Vakuum 730 mm Temperatur 29°			Absolute Spannung 30 mm Gesamtwärme $c = 615$ *WE*			
5	29	2443	5	23,5	0,611	15782
„	„	„	10	20,8	„	18078
„	„	„	15	17,3	„	21972
„	20	3966	5	23,5	0,991	25697
„	„	„	10	20,8	„	29440
„	„	„	15	17.3	„	35636
„	15	6000	5	23,5	1,500	38740
„	„	„	10	20,8	„	44382
„	„	„	15	17,3	„	53940
10	29	3084	10	20,8	0,771	20612
„	„	„	15	17,3	„	27725
„	„	„	20	12,6	„	39051
„	20	5950	10	20,8	1,488	44027
„	„	„	15	17.3	„	53508
„	„	„	20	12,6	„	75367
„	15	12000	10	20,8	3,000	88764
„	„	„	15	17,3	„	106788
„	„	„	20	12,6	„	151950
15	29	4185	15	17,3	1,046	37494
„	„	„	20	12,6	„	52980
„	„	„	25	6,5	„	101012
„	20	11900	15	17,3	2,975	86981
„	„	„	20	12,6	„	150684
„	„	„	25	6,5	„	287296
20	29	6511	20	12,6	1,628	82458
„	„	„	25	6,5	„	157916
25	29	14650	25	6,5	3,660	353446

Tabelle 73.

Vakuum 740 mm Temperatur 21°			Absolute Spannung 20 mm Gesamtwärme $c = 613$ *WE*			
Kühlwasser-			Luft-			
Anfangs-Temperatur	End-Temperatur	Gewicht	Temperatur	Spannung	Gewicht	Volum
t_a	t_e	kg	t_{la}	mm	kg	Liter
5	21	3694	5	13,5	0,924	41626
„	„	„	10	10,8	„	52742
„	„	„	15	7,3	„	79679
„	15	5980	5	13,5	1,495	67350
„	„	„	10	10,8	„	85335
„	„	„	15	7,3	„	128718
„	10	12060	5	13,5	3,015	135600
„	„	„	10	10,8	„	171280
„	„	„	15	7,3	„	258699
10	21	5382	10	10,8	1,345	76773
„	„	„	15	7,3	„	115983
„	„	„	20	2,6	„	245718
„	15	11960	10	10,8	2,990	170670
„	„	„	15	7,3	„	257836
„	„	„	20	2,6	„	566243
15	21	9867	15	7,3	2,467	212737
„	„	„	20	2,6	„	459696
20	„	59200	20	2,6	14,800	2703812

D. Das bei Oberflächen-Kondensation abzusaugende Luftvolumen.

Das Kühlwasser kommt mit dem Innern der Oberflächenkondensatoren, aus dem die Luftpumpe saugt, gar nicht in Berührung, daher denn die vom Kühlwasser mitgeführte Luft in diesem Fall auch nicht von der Pumpe aufgenommen zu werden braucht. Die Luftpumpen haben vielmehr bei Oberflächen-Kondensatoren nur die aus der zu verdampfenden oder zu destillierenden Flüssigkeit stammende und die durch Undichtheiten des Apparats eingeführte Luft fortzuschaffen. Diese Maschinen können daher für Oberflächen-Kondensatoren kleiner, als für Einspritz-Kondensatoren sein [1]).

[1]) Prof. R. L. Weighton (Transact. of the Instit. of naval Architects 1906, S. 123) fand nach vielen Versuchen an Schiffskondensatoren, daß bei

Da ein experimenteller Anhalt für die aus diesen beiden Quellen eintretende Luftmenge nicht gegeben ist, so kann man sich nur auf allgemeine Erfahrungen stützen, und diese lehren, daß das bei Oberflächen-Kondensatoren zu entfernende Luftvolumen etwa 0,6 des bei Einspritz-Kondensatoren fortzuschaffenden ist. Die Temperatur der abzusaugenden Luft ist dabei die des Kondensates nach seiner Kühlung. Das Kondensat habe die Temperatur t_{we}, die um einige Grade höher als die des eintretenden Kühlwassers ist, so folgt das abzusaugende Luftvolumen für 100 kg Kondensat:

$$V_{lo} = 0{,}6 \frac{L\,(273 + t_{we})\,29{,}27\,.\,760}{p\,.\,b} \quad . \quad . \quad . \quad (265)$$

Man erhält dieses Volumen, wenn man das in der Tabelle 73 für trockene Einspritzkondensatoren ausgerechnete mit 0,6 multipliziert.

Für Oberflächen-Kondensationen können sowohl nasse wie trockene Luftpumpen verwendet werden, die ersteren, wenn man mit der Luft auch das Destillat abnehmen will, die letzteren, wenn das Destillat besonders aufgefangen und abgeführt wird.

Die nasse Luftpumpe hat bei Oberflächen-Kondensationen für 100 kg Destillat abzuführen das Volumen:

$$V_{ln} = 100 + V_{lo} \text{ Liter} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (266)$$

Die trockene Luftpumpe hat abzuführen das Volumen:

$$V_{ln} = V_{lo} \text{ Liter} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (267)$$

Es ist vorgeschlagen worden (Z. d. V. d. I. 1904), aus dem Oberflächen-Kondentator das Kondensat durch eine Pumpe, die Luft, nachdem diese durch Gegenstrom oder besondere Anordnung des Kondensators möglichst gekühlt ist, durch eine zweite Pumpe abzusaugen. Das Gesamt-Hubvolumen dieser beiden Pumpen kann dabei etwas kleiner sein als das einer einzigen, weil dann die eine Pumpe nur Wasser, das ihr natürlich selbsttätig zufließen muß, die andere kalte Luft von kleinem Volumen fortzuschaffen hat. Ob die größere Komplikation dieser Einrichtung nicht den Vorteil des kleinen Pumpenvolumens aufhebt, muß fraglich erscheinen.

---

trockenen Luftpumpen pro 1 kg Dampf 43,7 Liter Absaugung genügen (d. h. für 100 kg Dampf-Stunde 73 Liter pro Minute), wenn keine Undichtigkeiten vorkommen. Undichtigkeiten bedingen mehr.

XXIV. Einiges von Luftpumpen und welche Luftverdünnung mit ihnen zu erreichen ist.

Von den zu Verdampfzwecken verwendeten Luftpumpen unterscheidet man im wesentlichen zwei Arten: A. Klappenluftpumpen, B. Schieberluftpumpen.

A. Die Klappenluftpumpen.

Die Klappenluftpumpen haben Ventile aus Gummi- oder Metallplatten, die ohne Mechanismus durch den Druck der Luft geöffnet und geschlossen werden. Man nennt sie, wenn mit der Luft zugleich auch warmes (Kondensations-) Wasser eingesaugt werden muß, nasse Luftpumpen. Da man dem Wasser in den Pumpen nie eine so große Geschwindigkeit erteilen darf wie etwa der Luft, so müssen diese Pumpen, im Fall sie Wasser saugen sollen, viel größere Klappen haben, als wenn sie nur Luft fördern. Auch ihre Umdrehungszahl darf in diesem Falle nicht zu groß sein, nämlich nur 30—50 Umgänge pro Minute. Die Umdrehungszahl der nassen Luftpumpen darf auch darum nicht zu erheblich sein, weil es darauf ankommt, bei jedem Hube möglichst das ganze, bei dem Hube angesaugte, Luftquantum zu entfernen, was nur geschehen kann, wenn erst die Luft durch das möglichst wenig herumgeschleuderte Wasser und dann dieses selbst herausgedrückt wird. Bilden Luft und Wasser aber eine Mischung, was bei zu lebhafter Bewegung des Wassers in der Pumpe der Fall ist, so treten beide zugleich, aber jedes nur zum Teil, aus der Pumpenklappe und es bleibt viel Luft im Zylinder zurück, welche die Leistung des nächsten Pumpenhubes verschlechtert. Die größeren Ventile und Kanäle der nassen Pumpen verursachen, daß diese im allgemeinen größere schädliche Räume haben, als die später zu nennenden Schieberpumpen, und wir werden sogleich sehen, welchen Einfluß dies auf ihre Wirkung ausübt.

In den Fällen, in denen die Klappenpumpen als trockene Pumpen arbeiten sollen, d. h. als solche, die nicht zugleich Wasser mit der Luft fördern, das die schädlichen Räume ausfüllt und so zum großen Teile unschädlich macht, ist es zweckmäßig, bei jedem Hube eine kleine regulierbare Menge kalten Wassers oder Glyzerins einsaugen und ausstoßen zu lassen, um auf diese Weise die schädlichen Räume zu beseitigen. Patent No. 24092 von C. Heckmann, Berlin.

Ist das eingesaugte Wasser kalt, und geht die Pumpe nicht zu schnell, so kann man mit nassen Klappenpumpen sehr gute Re-

sultate erzielen und Vakuen von 700—720, ja bis 730 mm im verdampfenden Apparat dauernd erhalten.

Im allgemeinen sind die Klappenpumpen etwas weniger empfindlich und weniger kleinen Unfällen ausgesetzt wie die Schieberpumpen, so daß sie sich für kleinere und mittlere Betriebe vorzüglich eignen, und zwar um so mehr, als sie das Einspritzwasser für den Kondensator, der zweckmäßig dicht an der Pumpe angeordnet wird, selbst aus dem Brunnen saugen können, also keiner besonderen Wasserpumpe bedürfen, die bei trockenen Kondensatoren in den weitaus meisten Fallen nötig ist. Das selbsttätige Ansaugen des Wassers aus einem tiefer gelegenen Gefäß oder Brunnen ist immer zulässig, wenn der Wasserspiegel nicht tiefer als 5 m unterhalb der Pumpenmitte sich befindet. Es ist aber zweckmäßig, für den Anfang und für besondere Fälle ein kleines Kaltwasser-Zulaufrohr anzuordnen, das beim Betriebsbeginn für kurze Zeit in Funktion gesetzt werden kann, um die Kondensation einzuleiten.

B. Die Schieberluftpumpen.

Bei diesen werden die Luft-Eintritts- und Austritts-Kanäle mechanisch geöffnet.

Diese Pumpen dürfen in der Regel kein Wasser mit der Luft saugen, man nennt sie daher auch trockene Pumpen. Ihre schädlichen Räume sind kleiner, ihre Umdrehungszahl kann größer sein (60—200 pro Minute), und sie eignen sich vorzüglich für große Leistungen. Sie bedürfen allemal eines Oberflächen- oder eines trockenen, womöglich Gegenstrom-Kondensators und sie brauchen zum Betriebe weniger Kraft wie die nassen Pumpen. Aber da die trockenen (Fallrohr-) Kondensatoren wenigstens 10,2 m über dem Wasserablauf liegen müssen, so erfordern sie in fast allen Fällen besondere Wasserpumpen für die Beschaffung des Einspritzwassers.

Um die durch die schädlichen Räume bewirkte Leistungsverminderung der Luftpumpen zu beseitigen, ist vor Jahren von Professor Wellner der Druckausgleich im toten Punkt vorgeschlagen worden, und jetzt werden wohl fast alle Luftpumpen mit Einrichtungen dieser Art versehen.

Wenn der Kolben der Luftpumpe bis nahe an den toten Punkt gekommen ist, so befindet sich in dem kleinen Raum V_s vor dem Kolben Luft von der Pressung der Atmosphäre p und in dem großen Raum hinter dem Kolben $(J+V_s)$ befindet sich Luft von

sehr viel geringerer Spannung. In diesem Augenblick wird bei geschlossenen Ein- und Austrittskanälen eine Verbindung beider Zylinderseiten hergestellt. Die gepreßte Luft tritt in beide Zylinderseiten, dehnt sich aus, und auf beiden Seiten des Kolbens herrscht nun nach geschehenem Druckausgleich der gleiche Druck:

$$p_a = \frac{p \cdot V_s}{J + 2 V_s} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (268)$$

Sodann wird die Verbindung beider Zylinderseiten geschlossen, der neue Hub beginnt und setzt fast sofort mit der Saugewirkung ein.

Die Details der Druckausgleichs-Einrichtung sind bei den einzelnen Pumpenfabriken verschieden und sollen hier nicht weiter erörtert werden.

Die Frage, bis zu welcher Luftverdünnung (bis zu welchem geringsten absoluten Druck p_0) man ein Gefäß auspumpen kann, beantwortet sich durch das folgende:

Wenn ein Gefäß von dem Volumen V_g durch eine doppeltwirkende Pumpe ohne Druckausgleich, deren Zylinderinhalt J ist, ausgepumpt werden soll, so sei das Verhältnis $\frac{J}{V_g} = \beta$, und wenn in dem Gefäß zuerst der Druck $= p$ herrscht, so sei nach n halben Hüben der Druck $= p_n$.

Dieser Druck ist (nach A. v. Ihering, Die Gebläse):

$$p_n = p \left[\frac{1}{b^n} + \frac{\varepsilon \beta}{b - 1} \left(1 - \frac{1}{b^n} \right) \right] \quad . \quad . \quad . \quad (269)$$

worin das Verhältnis des schädlichen Raumes zum Hubvolumen des Kolbens $\varepsilon = \frac{V_s}{J}$ und $b = 1 + (1 + \varepsilon)\ \alpha$ Bequemlichkeitsabkürzungen sind.

Nach unendlich vielen Hüben ist dann der im Gefäß herrschende Druck $= p_\infty$

$$p_\infty = \frac{p \cdot \varepsilon}{1 + \varepsilon} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (270)$$

Wenn die Pumpe mit vollkommenem Druckausgleich versehen ist, so erzeugt sie nach n halben Hüben im Gefäß einen Druck:

$$p_n = p \left\{ \frac{1}{b^n} + \frac{\varepsilon \beta}{b^n} + \frac{\varepsilon \beta}{a c} \left[\frac{\varepsilon \beta}{b - 1} \left(1 - \frac{b}{b^n} \right) + \frac{p_n}{p} \left(1 - \frac{b^{(n-1)}}{b_n} \right) \right] \right\} \quad (271)$$

Tabelle 74.

Angabe des geringsten Druckes p_∞, der mit Luftpumpen **ohne** und **mit** vollkommenem Druckausgleich erreicht werden kann, bei verschiedenem Verhältnis der schädlichen Räume $\varepsilon = \frac{V_s}{J}$ von 0,01—0,20.

Verhältnis des schädlich. Raumes zum Pumpeninhalt	Geringster erreichbarer Druck nach unendlich vielen Hüben bei						Verhältnis
	Pumpen ohne Druckausgleich			Pumpen mit vollkomm. Druckausgleich			
$\varepsilon =$	kg/qcm	Millimeter Quecks.	als Vakuum gemessen	kg/qcm	Millimeter Quecks.	als Vakuum gemessen	$\frac{\varepsilon}{c}$
$\varepsilon =$	p_∞	b_0	$760 - b_0 =$	p_∞	b_m	$760 - b_m$	
0,01	0,010223	7,52	752,5	0,0001003	0,074	759,9	0,0098
0,02	0,020266	14,91	745,1	0,000388	0,285	759,7	0,0191
0,03	0,030105	22,15	727,9	0,000626	0,620	759,38	0,0280
0,04	0,03975	29,23	730,8	0,00143	1,050	759	0,0360
0,05	0,04904	36,2	723,8	0,00216	1,622	758,38	0,0448
0,06	0,05851	43,2	716,8	0,00309	2,281	757,72	0,0528
0,07	0,06761	49,72	710,3	0,00409	3,013	757	0,0606
0,08	0,07655	56,3	703,7	0,00521	3,834	756,17	0,0681
0,09	0,08534	62,75	697,2	0,00643	4,722	755,28	0,0750
0,10	0,0939	69,0	691	0,00773	5,678	754,43	0,0823
0,11	0,1024	75,3	684,7	0,00912	6,707	753,3	0,0891
0,125	0,1148	84,4	675,6	0,01133	8,33	751,67	0,0987
0,135	0,1229	91,2	668,8	0,01290	9,576	750,42	0,1051
0,150	0,1348	100	660	0,01537	11,4	748,2	0,1140
0,165	0,1464	107,6	652,4	0,01796	13,20	746,8	0,1227
0,175	0,1539	113,2	646,8	0,01985	14,60	745,4	0,1290
0,185	0,1614	118,6	641,4	0,02156	15,84	744,2	0,1336
0,200	0,1723	127	633	0,02435	17,95	742,05	0,1413

worin noch $c = 1 + 2\,\varepsilon = \varepsilon_1$ ist und nach unendlich vielen Hüben sehr nahe:

$$p_\infty = \frac{p \cdot \varepsilon_2}{(1+\varepsilon)(1+2\,\varepsilon+\varepsilon_1)} = \frac{p \cdot \varepsilon}{(1+\varepsilon)} \cdot \frac{\varepsilon}{(1+2\,\varepsilon+\varepsilon_1)} \quad . \quad (272)$$

Um eine Vorstellung von der Wirkung der schädlichen Räume und vom Druckausgleich zu bilden, ist die **Tabelle 74** aufgestellt worden, die (nach Gleichung 272) den nach unendlich vielen Hüben in einem Gefäß mit dem Anfangsdruck p zu erzielenden Enddruck p_∞ angibt und zwar für Pumpen **ohne** und **mit** Druckausgleich. Dabei sind für die schädlichen Räume der Pumpe verschiedene

Größen ($\varepsilon = 0{,}01$ bis $0{,}20$), und das Verhältnis des Inhalts des Ausgleichkanals zum Hubvolumen des Kolbens

$$\varepsilon_a = \frac{V_a}{J} = 0{,}015$$

angenommen.

Diese Tabelle 74 läßt erkennen, wie durch den Druckausgleich, selbst wenn er nicht ganz vollkommen zustande kommt, was wohl in der Praxis der Fall sein wird, die nachteiligen Wirkungen der schädlichen Räume im höchsten Maße abgeschwächt werden, und welche Luftverdünnung unter verschiedenen Umständen mit trockenen Luftpumpen theoretisch erreicht werden kann.

XXV. Vom volumetrischen Nutzeffekt der Luftpumpen[1]).

A. Luftpumpen ohne Druckausgleich.

Wenn der Kolben an das Ende seines Hubes gelangt ist, so bleibt nach dem Auspuff der geförderten Luftmenge in einem kleinen Teil des Zylinders, d. h. im schädlichen Raum das Volumen V_s mit der Spannung der Atmosphäre p übrig. Sobald nun der Kolben zurückgeht, dehnt sich dieses Luftvolumen V_s aus, und zwar solange, bis seine Spannung gleich derjenigen ist, die in dem zu evakuierenden Gefäß herrscht (p_0). Der Raum, den der Kolben bis dahin durchlaufen hat, sei $= V_1$. (Diese Umstände sind die gleichen sowohl bei solchen Luftpumpen, die in einem Gefäß den sehr geringen Druck p_0 erzeugen oder erhalten sollen und die die angesaugte Luft in die Atmosphäre mit dem Druck p befördern, als auch bei solchen Kompressoren, welche die Luft aus der Atmosphäre, in der der Druck p_0 herrscht, nach einem Gefäße drücken sollen, in dem die Spannung p erhalten wird.)

Die Luft wird durch jede Zusammendrückung erwärmt; dies findet ebensowohl statt, wenn die Luft von ganz geringem absolutem Druck (oder, wenn man will, von einem teilweisen Vakuum) auf den Druck der Atmosphäre gebracht wird, als auch, wenn man Luft von 1 Atmosphäre stärker zusammenpreßt.

Die Temperatur der zusammengedrückten Luft sei T, diejenige

[1]) A. v. Ihering, Die Gebläse.

der bis auf den Druck p_0 ausgedehnten $= T_0$, so gilt nach dem Mariotteschen Gesetz:

$$\frac{V_s \cdot p}{T} = \frac{(V_s + V_x)}{T_0} p_0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (273)$$

und hieraus:

$$V_x = \frac{\frac{V_s p}{T} - \frac{V_s p_0}{T_0}}{p_0} T_0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (274)$$

Ist V_e das Volumen, das der Kolben saugend durchläuft, und J sein Gesamthubvolumen, so ist:

$$J - V_x = V_e$$

also: $V_e = J - \dfrac{\left(\dfrac{V_s p}{T} - \dfrac{V_s p_0}{T_0}\right) T_0}{p_0}$ und da $V_s = \varepsilon \cdot J$ ist (275)

$$V_e = J - \frac{\left(\frac{\varepsilon J p}{T} = \frac{\varepsilon J p_0}{T_0}\right) T_0}{p_0} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (276)$$

Das Verhältnis des saugenden (also des nützlich arbeitenden) Volumens V_e zu dem ganzen Kolbenvolumen J, d. h. der volumetrische Nutzeffekt χ_{va} ist daher:

$$\chi_{va} = \frac{V_e}{J} = 1 - \frac{\left(\frac{\varepsilon \cdot p}{T} = \frac{\varepsilon \cdot p_0}{T_0}\right) T_0}{p_0} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (277)$$

$$\chi_{va} = 1 - \varepsilon \left(\frac{p}{p_0} \frac{T_0}{T} - 1\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (278)$$

Dies ist der volumetrische Nutzeffekt für den Fall, daß die durch die Kompression entstehende Wärme auf keine Weise abgeleitet, also erhalten wird. Man nennt sie die adiabatische Kompression.

Man sieht aus dieser Gleichung, daß der volumetrische Nutzeffekt um so größer ist:

1. je kleiner der schädliche Raum ε ist,
2. je kleiner das Verhältnis des Kompressionsdruckes zum Druck der angesaugten Luft ist (d. h. bei Kompressoren je kleiner der zu erzielende Luftdruck, bei Vakuumpumpen je geringer das zu erzeugende Vakuum zu sein braucht),

3. je höher die Temperatur der komprimierten Luft und je geringer die der angesaugten ist (d. h. je größer die Temperatur-Differenz zwischen angesaugter und zusammengedrückter Luft ist).

Zur Erzielung eines großen volumetrischen Nutzeffekts ist also die künstliche Kühlung während der Kompression nicht vorteilhaft, aber sie ist es in der Periode der Ausdehnung.

Man kann die Kühlung durch Mantelkühlung oder durch Einspritzung bewirken; letztere ist die wirkungsvollere, aber sie bedingt einen langsameren Gang der Pumpe und veranlaßt leicht deren Verschmutzung.

Gelänge es, die Kühlung ganz vollkommen zu erreichen, so daß während der ganzen Arbeit die Luft konstante Temperatur behielte, so würde $T = T_0$ sein und die Nutzeffekt-Gleichung sich schreiben:

$$\chi_{vi} = 1 - \varepsilon \left(\frac{p}{p_0} - 1 \right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (279)$$

Diese Kompression nennt man die isothermische.

Gewöhnlich gelingt es nicht, eine so vollständige Kühlung zu bewirken, obgleich man sich um sie bemüht, es tritt vielmehr ein Zustand ein, der ein Mittel bildet zwischen vollkommener und ganz fehlender Kühlung, den man polytropische Kompression nennt. Dieser Nutzeffekt kann ausgedrückt werden durch das Mittel der Resultate der beiden Gleichungen (278) und (279):

$$\chi_{va} = 1 - \varepsilon \left(\frac{p}{p_0} \frac{T_0}{T} - 1 \right) \text{ und } \chi_{vi} = 1 - \varepsilon \left(\frac{p}{p_0} - 1 \right) \quad (280)$$

Nun sind aber im allgemeinen für die Ausrechnung des Nutzeffekts bei adiabatischer Kompression die Temperaturen T und T_0 nicht bekannt; wenn man den Nutzeffekt berechnen will, so muß man suchen, diese Größen durch andere Werte zu ersetzen, die bekannt sind; es bietet sich als Auskunftsmittel das Poissonsche oder sogenannte potenzierte Mariottesche Gesetz, wonach man an Stelle der Temperaturen die Spannungen setzen kann; es lautet:

$$\frac{T_0}{T} = \left(\frac{p_0}{p} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{p_0}{p} \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{1}{k}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (281)$$

worin

$$k = \frac{\sigma_i}{\sigma} = \frac{0{,}23751}{0{,}16847} = 0{,}41 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (282)$$

und

$$\frac{1}{k} = 0{,}7092 \text{ ist} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (283)$$

σ_t ist die spezifische Wärme der Luft bei konstantem Druck $= 0{,}2375$.

σ_v ist die spezifische Wärme der Luft bei konstantem Volumen $= 0{,}16847$.

Setzt man diese Werte in die Gleichung (278), so erhält man als berechenbare Gleichung des adiabatischen Nutzeffekts:

$$\chi_{va} = 1 - \varepsilon \left[\left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right] = 1 - \varepsilon \left[\left(\frac{p}{p_0} \right)^{0{,}7092} - 1 \right] \quad (284)$$

B. Luftpumpen mit Druckausgleich.

Wenn der Kolben an das Ende seines Hubes gekommen ist, so ist vor dem Druckausgleich im schädlichen Raum der Zustand der Luft, wenn angenommen wird, daß der Ausgleichskanal V_a immer mit dem Druckraum kommuniziert:

$$\frac{V_s + V_a}{T} p \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (285)$$

auf der anderen, größeren Seite ist der Zustand:

$$\frac{J + V_s}{T_0} p_0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (286)$$

Nachdem der Druckausgleich stattgefunden hat, ist der Zustand:

$$\frac{(J + 2\,V_s + V_a)}{T_a} p_s \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (287)$$

und da die Zustände vor und nach dem Ausgleich gleich sein müssen:

$$\frac{V_s + V_a}{T} p + \frac{J + V_s}{T_0} p_0 = \frac{(J + 2\,V_s + V_a)}{T_a} p_s \quad . \quad (288)$$

oder:

$$p_s = \frac{\left(\frac{(V_s + V_a)}{T} p + \frac{(J + V_s)}{T_0} p_0 \right) T_a}{J + 2\,V_s + V_a} \quad . \quad . \quad . \quad (289)$$

Nennt man $V_s = \varepsilon J$ und $V_a = \varepsilon_a J$ und hebt J fort, so ist:

$$p_s = \frac{\left(\frac{(\varepsilon + \varepsilon_a)\,p}{T} + \frac{(1 + \varepsilon)\,p_0}{T_0} \right) T_a}{1 + 2\,\varepsilon + \varepsilon_a} \quad . \quad . \quad . \quad (290)$$

oder:

$$\frac{p_s}{p_0} = \frac{\left(\frac{(\varepsilon + \varepsilon_a)\,p}{T\ \ p_0} + \frac{(1 + \varepsilon)}{T_0} \right) T_a}{1 + 2\,\varepsilon + \varepsilon_a} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (291)$$

Bei der isothermischen Kompression, bei der alle Temperaturen gleich bleiben, d. h. $T = T_a = T_0$ ist, wird

$$\frac{p_s}{p_0} = \frac{(\varepsilon + \varepsilon_a)\frac{p}{p_0} + (1 + \varepsilon)}{1 + 2\varepsilon + \varepsilon_a} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (292)$$

Bei der Feststellung der Gleichung für die adiabatische Kompression (291) sei die Vernachlässigung gestattet, daß $T_a = T_0$ ist, was nicht zutrifft, aber nur einen unerheblichen Einfluß ausübt, dann wird nach Gleichung 291:

$$\frac{p_s}{p_0} = \frac{(\varepsilon + \varepsilon_a)\frac{p}{p_0}\frac{T_0}{T} + (1 + \varepsilon)}{1 + 2\varepsilon + \varepsilon_a} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (293)$$

oder mit Anwendung des Poissonschen Gesetzes:

$$\frac{p_s}{p_0} = \frac{(\varepsilon + \varepsilon_a)\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{1}{n}} + (1 + \varepsilon)}{1 + 2\varepsilon + \varepsilon_a} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (294)$$

Nachdem der Ausgleich stattgefunden hat, wird der Ausgleichkanal auf der Endseite des Kolbens geschlossen, und der Kolben muß zurückgehend den Raum V_s durchlaufen, um den Druck p_a, der nach dem Ausgleich stattgefunden, auf den zu erreichenden p_0 zu ermäßigen; dann erst beginnt das Ansaugen; es ist also:

$$\frac{V_s p_s}{T_a} = \frac{V_s + H_s}{T_0} p_0 = \frac{V_s p_0}{T_0} + \frac{V_s p}{T_0}$$

$$V_s = \left(\frac{V_s p_s}{T_a} - \frac{V_s p_0}{T_0}\right)\frac{T_0}{p_0}$$

$$V_s = V_s\left(\frac{p_s}{p_0}\frac{T_0}{T_a} - 1\right)$$

Der isothermisch-volumetrische Nutzeffekt ist, da $T_a = T_s$ wird und $V_s = \varepsilon J$ ist:

$$\chi_{vi} = 1 - \frac{V_s}{J} = 1 - \varepsilon\left(\frac{p_s}{p_0} - 1\right) \quad . \quad . \quad . \quad (295)$$

oder wenn man den Wert von $\frac{p_s}{p_0}$ aus Gleichung 292 einsetzt:

Tabelle 75.

I. Teil.

Isothermische und adiabatische Werte

und volumetrischer Nutzeffekt η_v der Luftpumpen und Kompressoren und für isothermische und adiabatische

Schädlicher Raum $\frac{V_s}{J} = \varepsilon$	isothermisch i adiabatisch a	Isothermische und adiabatische Werte $\frac{p}{p_0} = \frac{\text{Druck der Atmosphären}}{\text{Druck im leergepumpten Gefäße}}$ oder						
		1,1	1,5	2	2,5	3	3,5	4,11
0,01	i	1,001	1,011	1,024	1,036	1,048	1,060	1,075
	a	1,005	1,012	1,019	1,026	1,032	1,038	1,046
0,02	i	1,002	1,016	1,033	1,049	1,060	1,083	1,106
	a	1,000	1,016	1,018	1,025	1,034	1,041	1,052
0,03	i	1,003	1,020	1,042	1,063	1,083	1,105	1,130
	a	0,988	1,000	1,012	1,023	1,035	1,046	1,058
0,04	i	1,004	1,025	1,050	1,075	1,100	1,125	1,165
	a	0,980	0,999	1,009	1,023	1,036	1,048	1,063
0,05	i	1,005	1,029	1,058	1,087	1,116	1,143	1,181
	a	0,972	0,985	1,005	1,020	1,037	1,051	1,068
0,06	i	1,006	1,033	1,066	1,099	1,132	1,165	1,209
	a	0,965	0,985	1,005	1,025	1,038	1,054	1,074
0,07	i	1,007	1,037	1,075	1,111	1,144	1,174	1,237
	a	0,955	0,960	0,999	1,019	1,039	1,065	1,077
0,08	i	1,008	1,045	1,088	1,121	1,160	1,200	1,259
	a	0,950	0,971	0,993	1,017	1,040	1,059	1,085
0,09	i	0,940	1,044	1,091	1,140	1,176	1,230	1,273
	a	1,099	0,963	0,990	1,017	1,040	1,062	1,096
0,10	i	1,010	1,048	1,095	1,155	1,189	1,260	1,337
	a	0,936	0,960	0,975	1,015	1,042	1,065	1,093
0,125	i	1,012	1,053	1,115	1,169	1,230	1,280	1,370
	a	0,920	0,945	0,982	1,015	1,046	1,073	1,103
0,150	i	1,015	1,062	1,126	1,188	1,256	1,313	1,400
	a	0,909	0,942	0,979	1,011	1,046	1,077	1,112
0,175	i	1,017	1,070	1,139	1,200	1,286	1,350	1,433
	a	0,892	0,928	0,970	1,009	1,047	1,080	1,113
0,200	i	1,090	1,079	1,152	1,228	1,300	1,380	1,472
	a	0,879	0,925	0,972	1,007	1,048	1,085	1,125

Tabelle 75.

I. Teil.

von $\frac{p_s}{p_o} = \frac{\text{Druck nach dem Ausgleich}}{\text{Druck im leeren Gefäße}}$

mit und ohne Druckausgleich für schädliche Räume $\varepsilon = 0{,}01$ bis $0{,}20$ Kompression. Dabei ist $\varepsilon_a = 0{,}015$ angenommen.

von $\frac{p_s}{p_o} = \frac{\text{Druck nach dem Ausgleich}}{\text{Druck im leeren Gefäße}}$								
Druck im leergepumpten Gefäße / Druck der Atmosphären $= \frac{p}{p_o}$								
4,74	5,38	6,33	7,6	9,5	12,67	19	36	76,0
1,090	1,105	1,128	1,150	1,203	1.280	1,434	1,845	2,84
1,053	1,060	1,069	1,082	1,100	1.125	1,174	1,285	1,48
1,135	1,150	1,182	1,226	1,281	1,395	1,615	2,164	3,50
1,061	1,071	1,084	1,101	1,124	1,161	1,237	1,392	1,68
1,156	1,185	1,222	1,274	1,355	1,487	1,752	2,464	4,14
1,070	1,084	1,095	1,120	1,153	1,195	1,280	1,475	1,86
1.187	1,220	1,267	1,331	1,447	1,585	1,904	2,758	4,78
1,070	1,092	1.112	1,138	1,178	1,219	1,330	1,564	2,03
1,918	1,255	1,310	1,375	1,485	1,675	2,050	3,044	5,40
1,085	1,102	1,117	1,155	1,201	1,260	1,377	1,650	2,20
1,246	1,290	1,351	1,436	1,540	1,770	2,222	3,314	5,95
1,092	1,112	1,138	1,172	1,225	1,280	1,423	1,733	2,36
1,275	1,323	1,390	1,486	1,625	1,859	2,325	3,576	6,55
1,100	1,121	1,155	1,185	1,247	1,322	1,465	1,813	2,51
1,302	1,353	1,430	1,533	1,690	1,950	2,440	3,825	7,06
1,106	1,130	1,163	1,213	1,260	1,384	1,510	1,895	2,66
1,327	1,377	1,470	1,580	1,747	2.025	2,590	4,075	7.55
1,112	1,139	1,174	1,218	1,285	1,375	1,553	1,900	2,82
1,354	1,414	1,504	1,625	1,805	2,137	2,704	4.313	8,10
1,119	1,145	1,185	1,232	1.309	1,395	1,590	2,015	2,95
1,471	1,484	1,590	1,670	1,940	2,300	2,990	4,842	9.33
1,134	1,165	1,212	1,283	1,356	1,466	1,685	2,206	3,28
1,485	1,514	1,668	1,750	2,061	2,464	3,180	5,392	11,17
1,147	1,178	1,227	1,291	1,403	1,529	1,790	2,365	3,58
1,520	1,534	1,741	1,917	2,183	2,660	3,560	5,768	11,80
1,161	1,210	1,251	1,325	1,439	1,575	1,935	2,511	3,87
1,561	1,665	1,810	2,010	1,292	2,775	3,733	6,320	12,55
1,166	1,219	1,275	1,350	1,477	1,625	1,940	2,647	4,14

Tabelle 75.

II. Teil.

Schädlicher Raum $\frac{V_s}{J} =$ ε	isothermisch / adiabatisch	o = ohne Druckausgleich, m = mit					
		o	m	o	m	o	m
		Vakuum mm Quecksilber					
		70		253		380	
		$\frac{p}{p_o} = \frac{\text{Druck der Atmosphäre}}{\text{Druck im leeren Gefäße}}$					
		1,1	1,1	1,5	1,5	2	2
		Volumetrischer Nutzeffekt η_v der Luftpumpen und					
0,01	i	0,999	0,999	0,995	0,999	0,990	0,999
	a	0,999	0,999	0,997	0,999	0,993	0,999
0,02	i	0,998	0,999	0,990	0,999	0,980	0,999
	a	0,998	0,999	0,994	0,999	0,987	0,999
0,03	i	0,997	0,999	0,995	0,999	0,970	0,999
	a	0,997	0,997	0,990	0,999	0,981	0,999
0,04	i	0,996	0,999	0,980	0,999	0,960	0,998
	a	0,997	0,999	0,987	1,012	0,975	0,999
0,05	i	0,995	0,999	0,975	0,999	0,950	0,997
	a	0,996	0,999	0,984	0,999	0,967	0,999
0,06	i	0,994	0,999	0,970	0,998	0,940	0,996
	a	0,995	0,999	0,980	0,999	0,962	0,999
0,07	i	0,993	0,999	0,965	0,998	0,930	0,995
	a	0,995	0,999	0,977	0,999	0,955	0,999
0,08	i	0,992	0,999	0,960	0,997	0,920	0,993
	a	0,994	0,999	0,973	0,999	0,950	0,999
0,09	i	0,991	0,999	0,955	0,996	0,910	0,992
	a	0,994	0,999	0,970	0,999	0,943	0,999
0,10	i	0,990	0,999	0,950	0,995	0,900	0,991
	a	0,993	0,999	0,967	0,999	0,937	0,999
1,125	i	0,988	0,998	0,937	0,993	0,875	0,986
	a	0,991	0,999	0,959	0,999	0,916	0,999
0,150	i	0,985	0,998	0,925	0,991	0,850	0,981
	a	0,990	0,999	0,950	0,999	0,905	0,999
0,175	i	0,983	0,997	0,912	0,988	0,825	0,977
	a	0,987	0,999	0,942	0,999	0,880	0,999
0,200	i	0,980	0,996	0,900	0,999	0,820	0,999
	a	0,986	0,999	0,934	0,985	0,874	0,970

Tabelle 75.

II. Teil.

o	m	o	m	o	m	o	m
Vakuum mm Quecksilber							
456		507		543		580	
oder Druck im Druckgefäß / Druck der Atmosphäre							
2,5	2,5	3	3	3,5	3,5	4,11	4,11
Kompressoren ohne und mit Druckausgleich							
0,985	0,999	0,980	0,999	0,975	0,999	0,969	0,999
0,991	0,999	0,989	0,999	0,986	0,999	0,983	0,999
0,970	0,999	0,960	0,998	0,950	0,998	0,938	0,998
0,982	0,999	0,977	0,999	0,972	0,999	0,966	0,999
0,955	0,998	0,940	0,998	0,925	0,997	0,907	0,996
0,973	0,999	0,965	0,999	0,958	0,999	0,949	0,998
0,940	0,997	0,920	0,996	0,900	0,995	0,876	0,994
0,964	0,999	0,953	0,999	0,944	0,999	0,932	0,998
0,925	0,996	0,900	0,994	0,875	0,993	0,844	0,991
0,954	0,999	0,941	0,999	0,929	0,999	0,915	0,998
0,910	0,994	0,883	0,992	0,850	0,991	0,814	0,988
0,945	0,999	0,930	0,999	0,915	0,998	0,893	0,997
0,895	0,992	0,860	0,991	0,825	0,989	0,783	0,983
0,936	0,999	0,912	0,997	0,900	0,997	0,881	0,996
0,880	0,991	0,840	0,988	0,780	0,984	0,751	0,980
0,927	0,999	0,906	0,998	0,886	0,997	0,863	0,996
0,865	0,988	0,820	0,985	0,775	0,980	0,720	0,976
0,917	0,999	0,894	0,998	0,872	0,997	0,847	0,995
0,850	0,985	0,800	0,981	0,750	0,974	0,689	0,966
0,909	0,999	0,882	0,998	0,857	0,996	0,828	0,994
0,812	0,980	0,750	0,971	0,688	0,965	0,612	0,954
0,884	0,999	0,853	0,996	0,822	0,995	0,827	0,992
0,775	0,973	0,700	0,962	0,625	0,953	0,533	0,940
0,860	0,999	0,823	0,996	0,786	0,991	0,785	0,989
0,738	0,965	0,650	0,951	0,563	0,938	0,456	0,926
0,838	0,999	0,794	0,998	0,750	0,998	0,742	0,985
0,700	0,999	0,600	0,940	0,500	0,924	0,378	0,903
0,814	0,955	0,765	0,994	0,714	0,989	0,655	0,966

Tabelle 75.

II. Teil.

Schädlicher Raum	isothermisch	o = ohne Druckausgleich, m = mit „							
		o	m	o	m	o	m	o	m
		Vakuum mm Quecksilber							
		600		620		640		660	
$\frac{V_s}{J} =$	adiabatisch					$\frac{p}{p_0} =$	Druck der Atmosphäre / Druck im leeren Gefäß		
ε	a	4,74	4,74	5,38	5,38	6,33	6,33	7,6	7,6
		Volumetrischer Nutzeffekt χ_v der Luftpumpen und							
0,01	i	0,963	0,999	0,956	0,999	0,947	0,999	0,934	0,998
	a	0,980	0,999	0,977	0,999	0,973	0,999	0,968	0,999
0,02	i	0,925	0,998	0,912	0,997	0,893	0,997	0,868	0,996
	a	0,960	0,999	0,954	0,999	0,947	0,999	0,936	0,999
0,03	i	0,888	0,995	0,878	0,994	0,840	0,993	0,802	0,992
	a	0,940	0,998	0,931	0,998	0,920	0,998	0,904	0,997
0,04	i	0,851	0,993	0,825	0,991	0,787	0,990	0,736	0,987
	a	0,920	0,998	0,908	0,997	0,883	0,997	0,872	0,996
0,05	i	0,813	0,990	0,781	0,983	0,734	0,984	0,670	0,987
	a	0,900	0,998	0,885	0,997	0,866	0,996	0,840	0,995
0,06	i	0,776	0,986	0,738	0,983	0,680	0,879	0,604	0,975
	a	0,880	0,997	0,862	0,996	0,839	0,994	0,808	0,992
0,07	i	0,738	0,982	0,694	0,978	0,627	0,973	0,538	0,966
	a	0,860	0,995	0,839	0,993	0,812	0,992	0,776	0,989
0,08	i	0,701	0,976	0,650	0,972	0,574	0,968	0,472	0,958
	a	0,840	0,995	0,816	0,993	0,785	0,992	0,744	0,989
0,09	i	0,664	0,972	0,606	0,967	0,520	0,960	0,406	0,948
	a	0,820	0,994	0,793	0,992	0,760	0,990	0,712	0,987
0,10	i	0,620	0,965	0,562	0,959	0,467	0,950	0,340	0,938
	a	0,800	0,963	0,770	0,990	0,731	0,988	0,680	0,985
0,125	i	0,533	0,941	0,463	0,949	0,334	0,926	0,175	0,916
	a	0,748	0,989	0,715	0,986	0,663	0,983	0,600	0,976
0,150	i	0,439	0,928	0,343	0,923	0,201	0,900	0,010	0,887
	a	0,698	0,985	0,655	0,982	0,600	0 978	0,520	0,971
1,175	i	0,344	0,909	0,234	0,906	0,063	0,871	—	0,840
	a	0,650	0,981	0,600	0,976	0,500	0,971	0,440	0,962
0,200	i	0,252	0,850	0,124	0,824	—	0,780	—	0,872
	a	0,598	0,888	0,540	0,868	0,460	0,838	0,360	0,598

Tabelle 75.

II. Teil.

o	m	o	m	o	m	o	m	o	m
Vakuum mm Quecksilber									
680		700		720		740		750	
oder Druck im Druckgefäß / Druck der Atmosphäre									
9,5	9,5	12,67	12,67	19	19	36	36	75,0	75,0
Kompressoren ohne und mit Druckausgleich									
0,915	0,998	0,883	0,997	0,820	0,996	0,650	0,992	0,260	0,982
0,961	0,999	0,953	0,999	0,930	0,999	0,883	0,998	—	0,997
0,880	0,994	0,767	0,993	0,640	0,987	0,300	0,977	—	0,950
0,922	0,999	0,900	0,999	0,860	0,998	0,767	0,995	—	0,991
0,745	0,989	0,640	0,987	0,460	0,978	—	0,957	—	0,936
0,882	0,997	0,850	0,996	0,790	0,996	0,650	0,991	—	0,984
0,660	0,983	0,534	0,970	0,280	0,964	—	0,932	—	0,849
0,853	0,996	0,800	0,994	0,720	0,993	0,533	0,980	—	0,974
0,575	0,976	0,417	0,967	0,100	0,953	—	0,890	—	0,780
0,804	0,993	0,750	0,991	0,650	0,989	0,416	0,979	—	0,963
0,490	0,968	0,300	0,954	—	0,941	—	0,862	—	0,703
0,765	0,997	0,700	0,988	0,580	0,985	0,299	0,977	—	0,951
0,405	0,957	0,183	0,941	—	0,928	—	0,821	—	0,612
0,725	0,988	0 650	0,985	0,510	0,981	0,182	0,962	—	0,937
0,310	0,944	0,068	0,924	—	0,917	—	0,776	—	0,516
0,686	0,986	0,600	0,981	0,440	0,976	0,045	0,955	—	0,923
0,235	0,934	—	0,909	—	0,859	—	0,784	—	0,411
0,647	0,983	0,550	0,967	0,370	0,970	—	0,949	—	0,903
0,150	0,920	—	0,886	—	0,830	—	0,669	—	0,290
0,607	0,980	0,500	0,970	0,300	0,963	—	0,937	—	0,885
—	0,883	—	0,838	—	0,750	—	0,520	—	—
0,509	0,971	0,377	0,968	0,118	0,945	—	0,908	—	0,835
—	0,841	—	0,771	—	0,673	—	0,338	—	—
0,410	0,960	0,246	0,948	—	0,925	—	0,876	—	0,780
—	0,792	—	0,712	—	0,552	—	0,167	—	—
0,330	0,940	0,130	0 935	—	0,898	—	0,848	—	0,720
—	0,660	—	0,534	—	0,280	—	—	—	—
0,214	0,842	—	0,800	—	0,678	—	0,540	—	0,460

$$\chi_{vi} = 1 - \varepsilon \left[\frac{(\varepsilon + \varepsilon)_a \dfrac{p}{p_0} + (1 + \varepsilon)}{1 + 2\varepsilon + \varepsilon_a} - 1 \right] \quad . \quad . \quad . \quad (296)$$

der adiabatisch-volumetrische Nutzeffekt ist:

$$\chi_{va} = 1 - \frac{V_x}{J} = 1 - \varepsilon \left(\frac{p_s}{p_0} \frac{T_0}{T_a} - 1 \right) . \quad . \quad . \quad (297)$$

$$= 1 - \varepsilon \left[\left(\frac{p_s}{p_0} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right] \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (298)$$

oder, wenn man den Wert $\frac{p_s}{p_0}$ aus Gleichung (294) einsetzt:

$$\chi_{va} = 1 - \varepsilon \left[\left(\frac{(\varepsilon + \varepsilon_a) \left(\dfrac{p}{p_0} \right)^{\frac{1}{k}} + (1 + \varepsilon)}{1 + 2\varepsilon + \varepsilon_a} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right] \quad . \quad (299)$$

Alle diese Gleichungen, welche unbequemer aussehen, als sie sind, sind in der Tabelle 75 für viele, ja wohl für die meisten vorkommenden Fälle ausgerechnet.

Zunächst findet man in dieser nach den Gleichungen (292) und (294) die Werte von $\frac{p_s}{p_0}$ für die meisten Evakuierungs- und Kompressions-Grade, so daß die isothermischen und adiabatischen Nutzeffekte leicht mit Hilfe der Gleichungen (296) und (299) bestimmt werden können. Aber auch die ausgerechneten Werte dieser Nutzeffekte sind im zweiten Teil der Tabelle 75 notiert, neben denen, welche für Pumpen ohne Druckausgleich gelten, (Gleichungen (279) und (284), so daß man darin alle berechenbaren Nutzeffekte übersichtlich zusammen überblickt, was denn auch der Zweck dieser Tabelle ist. Man erkennt aus diesen Vergleichen, daß der volumetrische Nutzeffekt am größten ist, wenn der Luftpumpe keine Wärme entzogen wird, daß also die Kühlung der Luftpumpen-Zylinder, wenn man nur den volumetrischen Effekt im Auge hat, eher schädlich als nützlich wirkt. Aber alle diese Zahlen sind der Wirklichkeit nicht vollkommen entsprechend, denn ob man künstliche Kühlung anwendet oder nicht, unter allen Umständen findet durch die Metallwände eine gewisse, nicht unerhebliche Abkühlung statt; es entsteht dadurch die soge-

nannte polytropische Kompression, die man ungefähr berücksichtigen kann, indem man für jeden Fall die Mittelwerte zwischen vollkommen gekühlter und gar nicht gekühlter Luftpumpe wählt. Diese Annahme entspricht den Tatsachen am meisten. Übrigens ist der Unterschied bei den am meisten vorkommenden Fällen nicht sehr groß.

XXVI. Bestimmung des Volumens (V_l), das aus einem Gefäß mit dem Luftinhalt (V_g) und der Spannung (p_a) abgesaugt werden muß, um darin die geringere Spannung (p_e) zu erreichen[1]).

Es ist bisweilen die Frage, wie groß eine Luftpumpe sein muß, mit der ein Gefäß von bekanntem Inhalt in bestimmter Zeit mehr oder weniger luftleer gepumpt werden kann, oder die andere Frage, in welcher Zeit man mit einer vorhandenen Luftpumpe ein bestimmtes Gefäß luftleer pumpen kann. Diese beiden Fragen finden im nachstehenden ihre Antwort:

Es bedeute:

V_g = den Luftinhalt des Gefäßes in Litern,
J = den nützlichen Inhalt der Luftpumpe in Litern,
p_a = Anfangsspannung im Gefäß in Atm.,
p_e = Endspannung im Gefäß in Atm.,
V_l = Volumen in Litern, das abgesaugt werden muß, um die Spannung im Gefäß von p_a auf p_e zu vermindern.

Der Druck im Gefäß sei nach dem

0ten	1ten	2ten	3ten	n^{ten} einfachen Hube
p_a	p_1	p_2	p_3	p_e Atm.,

so ist:

$$p_1 (V_g + J) = p_a \, V_g \text{ also } p_1 = p_a \left(\frac{V_g}{V_g + J} \right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (300)$$

$$p_2 (V_g + J) = p_1 \, V_g \quad \text{„} \quad p_2 = p_1 \left(\frac{V_g}{V_g + J} \right) = p_a \left(\frac{V_g}{V_g + J} \right)^2 \quad (301)$$

$$p_3 (V_g + J) = p_2 \, V_g \quad \text{„} \quad p_3 = p_2 \left(\frac{V_g}{V_g + J} \right) = p_a \left(\frac{V_g}{V_g + J} \right)^3 \quad (302)$$

1) F. J. Weiß, Z. d. V. d. Ing. 1886, S. 646.

$$p_e - p_a \left(\frac{V_g}{V_g + J}\right)^n \quad \ldots \ldots \quad (303)$$

oder:
$$\frac{p_e}{p_a} = \left(\frac{V_g}{V_g + J}\right)^n \quad \ldots \ldots \quad (304)$$

oder:
$$n = \frac{ln \frac{p_e}{p_a}}{ln \frac{V_g}{V_g + J}} \quad \ldots \ldots \quad (305)$$

Wenn man $\frac{V_g}{V_g + J}$ zu einer binomischen Reihe entwickelt und die höheren Potenzen von $\frac{J}{V_g}$ wegen ihrer Kleinheit vernachlässigt, so ist:

$$\frac{V_g}{V_g + J} = 1 - \frac{J}{V_g} \quad \ldots \ldots \quad (306)$$

oder:
$$ln \frac{V_g}{V_g + J} = ln \left(1 - \frac{J}{V_g}\right) \quad \ldots \ldots \quad (307)$$

Den Wert $ln \left(1 - \frac{J}{V_g}\right)$ wieder zu einer Reihe entwickelt und die höheren Potenzen vernachlässigt, gibt:

$$ln \left(1 - \frac{J}{V_g}\right) = - \frac{J}{V_g} \quad \ldots \ldots \quad (308)$$

dies in die Gleichung (305) gesetzt,

$$n = \frac{ln \frac{p_e}{p_a}}{- \frac{J}{V_g}} \quad \ldots \ldots \quad (309)$$

$$n J = V_g \left(- ln \frac{p_e}{p_a}\right) \quad \ldots \ldots \quad (310)$$

Nun aber ist $n \,.\, J$ das gesamte Volumen, das aus dem Gefäß zu entleeren ist, d. h. das der Pumpenkolben zu durchlaufen hat, um den Inhalt von dem Druck p_a auf den Druck p_e zu bringen, also:

$$n \,.\, J = V_i = V_g \left(- ln \frac{p_e}{p_a}\right) \quad \ldots \ldots \quad (311)$$

Tabelle 76.

Angabe des Volumens V_v in Litern, welches aus Gefäßen mit dem Luftinhalt $V_g = 500$ bis 4500 Liter abgesaugt werden muß, um die ursprüngliche innere Spannung $p_a = 1$ Atm. abs. (760 mm Quecksilbersäule) auf 0,9 bis 0,01 Atm. abs. (76—754,4 Vakuum) zu vermindern.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Der Druck im Gefäß soll vermindert werden vom Atmosphärendruck p_a		Hilfszahl $-\log p_e$	Soll der ursprüngliche Druck von 1 Atm. abs. in einem Gefäß mit dem Luftinhalt V_g auf den geringeren p_e in Atm. abs. gebracht werden, so hat die Pumpe folgende Volumina V_v in Litern abzusaugen:								
bis auf den abs. Druck in Atm p_e	d. h. bis auf ein Vak. von mm		Inhalt des Gefäßes V_g in Litern:								
			500	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500
			Abzusaugendes Volumen V_v in Litern								
0,9	76	0,105	53	105	158	210	263	315	368	420	473
0,8	152	0,223	112	223	335	446	558	669	781	892	1004
0,7	228	0,357	176	351	527	702	878	1053	1229	1404	1760
0,6	334	0,511	256	511	767	1022	1288	1535	1789	2044	2310
0,5	380	0,693	347	693	1040	1386	1733	2079	2426	2762	3119
0,4	456	0,916	458	916	1374	1832	2290	2748	3206	3664	4122
0,3	532	1,204	602	1204	1806	2408	3010	3612	4214	4816	5418
0,25	570	1,385	693	1385	2078	2770	3463	4155	4848	5540	6233
0,2	608	1,61	810	1610	2415	3220	4025	4830	5635	6440	7245
0,15	646	1,90	950	1900	2850	3800	4750	5700	6650	7600	8550
0,1	684	2,30	1150	2300	3450	4600	5750	6900	8050	9200	10550
0,09	691,6	2,41	1205	2410	3615	4820	6025	7230	8435	9640	10845
0,08	699,2	2,53	1265	2530	3795	5060	6325	7590	8855	10120	11385
0,07	706,8	2,66	1330	2660	3990	5320	6650	7980	9310	10640	11970
0,06	717,4	2,81	1405	2810	4215	5620	7025	8430	9835	11240	12645
0,05	722	3,00	1500	3000	4500	6000	7500	9000	10500	12000	13500
0,04	729,6	3,22	1610	3220	4830	6440	8050	9660	11270	12880	14490
0,03	737,2	3,51	1755	3510	5265	7020	8775	10530	12285	14040	15795
0,02	751,1	3,91	1950	3910	5865	7820	9765	11730	13685	15640	17595
0,01	753,4	4,61	2305	4610	6915	9220	11525	13830	16135	18440	20745

Da p_e immer kleiner ist als p_a, so wird $ln \frac{p_e}{p_a}$ stets negativ, folglich ist $- ln \frac{p_e}{p_a}$ stets positiv.

Ist $p_a = 1$, d. h. herrscht zu Anfang im Gefäß der absolute

Druck von 1 Atmosphäre, so ist $ln\, p_a = 0$ und der Ausdruck lautet:

$$V_l = V_g\,(-ln\, p_e) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (312)$$

ein Ausdruck, der stets positiv ist, da p_e stets kleiner als 1 sein muß.

Nach dieser Formel ist die Tabelle 76 berechnet worden, aus der man nun ohne weiteres sehen kann, welches Volumen V_l aus Gefäßen von $V_g = 500$ bis 4500 Liter Inhalt abgesaugt werden muß, um den Inhalt von dem absoluten Druck von 1 Atmosphäre auf die beabsichtigte geringere Spannung p_e zu bringen. Wieviel Pumpenhübe dazu notwendig sind, ergibt sich aus der Größe der Pumpe. Ist die Zeit gegeben, in der die verlangte Wirkung erzielt werden soll, so findet man leicht die Abmessungen dieser. Aus der Tabelle ist zugleich zu ersehen, daß es sehr nahe eben so viele Pumpenhübe (oder Zeit) erfordert, den Druck im Gefäß von 1 Atmosphäre auf 0,1 Atmosphäre zu erniedrigen, wie von 0,1 auf 0,01 Atmosphäre.

Wenn die Aufgabe gestellt ist, die Spannung in einem Gefäß von dem Druck p_m, der geringer als 1 Atmosphäre ist, auf den noch geringeren Druck p_e zu bringen, so hat man, um das dann abzusaugende Luftvolumen zu finden, nur das Volumen, welches zur Einrichtung der Spannung von 1 auf p_m abzusaugen war, von dem abzuziehen, das zur Erniedrigung der Spannung von 1 auf p_e abgesaugt werden muß.

Beispiel. a) Ein Gefäß mit dem Inhalt $V_g = 2000$ Liter, in dem die Spannung von 1 Atmosphäre absolut $= p_a$ herrscht, soll auf $p_e = 0{,}2$ Atmosphären evakuiert werden.

Aus Tabelle 76, Spalte 7, Zeile 9 findet man, daß zu diesem Zweck 3220 Liter abgesaugt werden müssen.

Beispiel. b) In einem Gefäß von $V_g = 2000$ Litern Inhalt, in dem ein Druck von 0,5 Atmosphären herrscht, soll dieser auf 0,2 Atmosphären erniedrigt werden; welches Volumen ist abzusaugen?

Aus Tabelle 76, Spalte 7, Zeile 9 ersieht man, daß, um den Druck im Gefäß von 1 Atmosphäre auf 0,2 Atmosphären zu bringen, 3220 Liter abgesaugt werden müssen, und ferner lehrt Spalte 7, Zeile 5, daß, um den Druck im Gefäß von 1 Atmosphäre auf 0,5 Atmosphären zu erniedrigen 1386 Liter entfernt werden müssen.

Um also den Druck im Gefäß von 0,5 auf 0,2 Atmosphären herabzusetzen, muß man $3220 - 1386 = 1834$ Liter aus diesem abpumpen. Hieraus kann man dann die Abmessungen der Luftpumpe bestimmen.

Wärmetransmissions-Koeffizienten.

Beim Verdampfen k_v

Durch direktes Feuer:

$K = 7000 - 10000\ WE$ . . . . . Seite 15

Durch Dampf in kupfernen Heizschlangen:

$k_v = \frac{1900}{\sqrt{d \cdot l}}$ . . . . . Seite 45. Tab. 12, Seite 48

Durch Dampf in kupfernen Doppelböden:

$k_v = 1400 - 1500$ . . . . . Seite 59

bei mehreren Dampfeingängen $k = 2000 - 2700$

„ „ „ und Rührwerk:

$k_v = 2800 - 3500$

Durch heiße Flüssigkeit:

$k_v = 700 \sqrt{v_f}$ . . . . . Seite 26

Im Vakuum:

$k_v = 1000$ (im Mittel) . . . . . Seite 70

in Tongefäßen durch Wasser von 100° C

$k = 180$ . . . . . Seite 71

Beim Erwärmen k_ε

Durch direktes Feuer beim Überhitzen von Dampf:

$k_\varepsilon = 15 - 20$ . . . . . Seite 23

Durch Rauchgase:

$k_\varepsilon = 2 + 5 \sqrt{v_d}$ . . . . . Seite 15

Durch Dampf in kupfernen Röhren:

$k_\varepsilon = 750 \sqrt[4]{v_d} \sqrt[3]{0{,}007 + v_f}$ . . Seite 279, 308. Tab. 53, Seite 280

Durch Dampf in kupfernen Doppelböden:

$k_\varepsilon = 1400 - 1800$ . . . . . Seite 59

Man erwärmt p. 1 pm St. etwa 1000 Liter Wasser von 10 auf 100°.

Durch ruhenden Dampf an bewegtes Wasser:

$k_\varepsilon = 750 \sqrt[3]{0{,}007 + v_f}$ . . . . . Seite 3—. Tab. 63, Seite 321

Durch bewegten Dampf an ruhendes Wasser:

$k_\varepsilon = 225 \sqrt{v_d}$ bis $450 \sqrt{v_d}$ . . . . . Seite 315

Durch heiße Flüssigkeit:

$$k_\varepsilon = \frac{200}{\frac{1}{1 + 6 \sqrt{v_{f_1}}} + \frac{1}{1 + 6 \sqrt{v_{f_2}}}}$$ . . . Seite 2—. Tab. 64, Seite 328

Beim Kondensieren von Dampf k_ε

In bewegtem Wasser (Rührwerk — Rieseln):

$k_\varepsilon = 750 \sqrt[3]{v_d} \sqrt[3]{0{,}007 = v_f}$ . . . . . Seite 308

In fast ruhendem Wasser:

$k_\varepsilon = 225 \sqrt{v_d}$ bis $450 \sqrt{v_d}$ . . . . . Seite 315

Durch Luft:

$k_\varepsilon = 2 + 10 \sqrt{v_\varepsilon}$ . . . . . Seite 304

Beim Kühlen k_k

Zwei Flüssigkeiten — Gegenstrom — Kupferne Wand:

$$k_k = \frac{200}{\frac{1}{1 + 6\sqrt{v_{f_1}}} + \frac{1}{1 + 6\sqrt{v_{f_2}}}}$$ . . . Seite 327. Tab. 64, Seite 328

Durch Rieselkühler:

$k_k = 1000$ bei höherer Temperatur . . . . . Seite 349

$k_k = 700$ „ Temperatur unter 15° C . . . . . Seite 350

Durch Luft an metallener Wand:

$k_k = 2 + 10 \sqrt{v_\varepsilon}$ . . . . . Seite 356

Durch Luft bei direkter Berührung:

$k_k + 2 + 18 \sqrt{v_\varepsilon}$ . . . . . Seite 356

Durch Tongefäße (Schlangen-Platten):

$k = 50.$

Alphabetisches Sachregister.

Seite

Ätherdampfgewicht durch Rohre (Tab. 55) 296
Alkoholdampf.
— Geschwindigkeit in Rohren (Tab. 33) . . . 180
— Gewicht durch Rohre (Tab. 34, 55) . . 184, 296
— Kondensation (Tab. 52, 54, 55) . . . 275, 287, 296
Automobile 307

Bleiumhüllung 47
Blasen.
— Dampfdruck auf Blasen 165
— Springhöhe 154
— Volumenvergrößerung (Tab. 29) 170
Barometer 230
Brennstoffe, Eigenschaften (Tab. 3) 12

Dampf.
— Ätherdampf-Gewicht durch Rohre strömend (Tab. 55) 296
— Alkoholdampf-Gewicht durch Rohre strömend (Tab. 34, 55) 184
— Dampfdruck auf Tropfen (Tab. 23, 24, 25) . . . 127
— Diagramm der Temperaturen 81

Seite

Dampf.
— Druckverlust in Rohren (Tab. 30) 171, 174
— Eigenschaften des Wasserdampfes (Tab. 9) . . 30
— Einblasen von gesättigtem Dampf 18
— Entwickelung in jedem Verdampf-Körper (Tab. 18) 100
— Geschwindigkeit in Apparaten (Tab. 27) 132, 148, 163
— Geschwindigkeit in Rohren (Tab. 31) 177
— Gewicht durch Rohre strömend (Tab. 14, 32, 55) 56, 178, 296
— Gewicht zur Wasser-Erwärmung (Tab. 62) 18, 312
— Heizfläche zur Überhitzung (Tab. 7 u. 8) . 23
— Spezifische Wärme (Überhitzer) 20
— Ventil-Durchmesser (Tab. 14) 56
— Volumen des überhitzten (Tab. 6) 22
— Wärmebedarf zum Überhitzen (Tab. 5) . . 21
Doppelboden zum Erwärmen . . . 29, 58, 319
— zum Verdampfen . . . 58

Seite

Druck.
— Ausgleich bei Luftpumpen 403, 406
— Dampf- und Luftdruck auf Tropfen (Tab. 23, 24) 127
— geringster mit Luftpumpe zu erreichen (Tab. 74) . 401
— Verlust in Rohren bei Alkohol-Wasserdampf . 182
— — bei Wasserdampf (Tab. 30) 171
— — bei Luft 184
— — bei Wasser 191

Einspritzwasser.
— Erwärmung desselben . 265
— bei nassen Kondensatoren (Tab. 41, 72) 229, 371
— bei trockenen Kondensatoren (Tab. 73) . 229, 382
— bei Oberflächen-Kondensatoren 229
Eis-Erzeugung 344
Eis zum Kühlen 324
Erwärmung des Wassers bei unmittelbarer Berührung (Tab. 46) 241
— durch Dampfschlange 51, 312, 317
— durch Doppelboden . 60, 317
— im Rauchkanal (Tab. 4) 15
— im Kondensator mit Stufen (Tab. 50) . . . 262
— der Luft 62

Fallhöhe der Tropfen (Tab. 48) (Fallzeit) . . 254
Fallrohr des trockenen Kondensators (Tab. 42) . . 230
Feuer, direktes (Tab. 4) . . 14
Flüssigkeit als Heizmittel . 26
— Erwärmung derselben (Tab. 62) 312
— Kühlung (Tab. 64, 67, 68) 324
— Siede-Temperatur im Vakuum (Tab. 15) . . . 65

Seite

Flüssigkeit.
— Wärmeübertr. zwischen zweierlei (Tab. 64) . . 326
Gas 17, 130
Gegenstrom 9
Geschwindigkeit des Alkohol-Wasserdampfes in Rohren (Tab. 33) . . . 180
— des Dampfes in Apparaten (Tab. 27) . . 138, 148
— des Dampfes in Rohren (Tab. 31) 177
— des überhitzten Dampfes 24
— der Luft in Rohren (Tab. 35) 184
— der heißen Flüssigkeit . 26
— der emporgeschleuderten Flüssigkeit (Tab. 26) . 144
Gewicht.
— Ätherdampf, durch Rohre strömend (Tab. 55) . . 296
— Alkoholdampf (Tab. 34, 55) 182
— Luft durch Rohre (Tab. 35) 184
— Wasser durch Rohre (Tab. 36) 191
— Wasserdampf durch Rohre (Tab. 32) . 171, 182
Gleichstrom (Tab. 2) . . 9

Heizfläche.
— der Doppelböden zum Erwärmen . . 60, 316, 319
— — zum Verdampfen . . 58
— bei Heizflüssigkeit . . 26
— der Heizrohre zum Erwärmen (Tab. 62, 63) 312, 51, 320
— der Trommeln 65
— im Rauchkanal . . . 15
— zum Verdampfen (Tab. 13) 44, 48
— der Überhitzer (Tab. 7) 22
— Verhältnis im Quadruple-Effet 126

Seite

Kohlensäure-Druck auf Tropfen (Tab. 23) . . . 130

Kondensatoren 221
— Abmessung der nassen (Tab. 49) 255
— — der trockenen (Tab. 51) 261
— — der Oberflächen (Tab. 54) 270, 288
— — der Verdampfrohre . 56
— Einspritzwasser u. Luftabzug bei nassen (Tab. 72) 368
— — bei trockenen (Tab. 73) 380
— Riesel-Kondensatoren (Tab. 61) 308
— Stufen-Kondensatoren (Tab. 50) 256
— Wasserbedarf (Tab. 41) 228, 371, 382
— Wasser-Erwärmung in (Tab. 46, 50) 256
— Wasserfallrohr (Tab. 42) 230
— Wasser-Verteilung in (Tab. 43, 44) 260
— Weite der anschließenden Rohre 228, 230, 240, 241, 258, 268

Kühlfläche.
— bei Luftkühlung (Tab. 60) 303
— bei Oberflächen-Kondensation (Tab. 54) . 270, 303
— bei periodischer Kühlung (Tab. 67) 338
— bei Gegenstrom (Rohrkühler) (Tab. 66) . . . 326
— der Gradierwerke (Wasserkühler (Tab. 69, 70) 350
— bei Kühlung der Luft . 363
— der Rieselkühler (Tab. 68) 345

Kühlung durch Eis 325
— durch Flüssigkeit (Tab. 64, 65, 66) . . . 325. 326
— durch Luft (Tab. 60) . 303
— der Luft (Tab. 71) . . 363
— durch Rieselkühler (Tab. 68) 345
— durch Verdampfung . . 325

Seite

Kühlung.
— des Wassers (Tab. 69, 71) 350
Kühlwasser 212

Linsen 60
Löcher im Verteilungsteller (Tab. 44) 239
Luft, Druck auf Tropfen (Tab. 23, 24) 127
— im Einspritzwasser . . 367
— Erwärmung der . . . 356
— Gewicht zur Kühlung (Tab. 59) 350, 363
— Gewicht durch Rohre strömend (Tab. 35, 55) . 188
— Kühlung der Luft durch Wasser 303, 350
— Volumen der verdünnten (Tab. 47) 252
— — bei verschiedenen Temperaturen (Tab. 59) . 304
— — abzusaugen, um ein Gefäß leer zu pumpen (Tab. 76) 415
— — abzusaugen bei nassen Kondensatoren (Tab. 72) 368
— — bei trockenen Kondensatoren (Tab. 73) . . 380
— — bei Oberflächen-Kondensatoren . . . 303, 397
— — zur Kühlung (Tab. 59, 69, 70) 303, 350
— Wärmeaufnahme der (Tab. 69) . . 307, 350, 356

Luftpumpen mit Druckausgleich 400
— ohne Druckausgleich . . 403
— geringster Druck damit erreichbar (Tab. 74) . . 402
— nasse 399
— trockene 400
— Nutzeffekt (Tab. 75) . . 403

Mehrkörper-Verdampf-Apparate 71

Seite

Mehrkörper-Verdampf-Apparate.
— Gleichungen für die Dampfentwickelung . 75, 79
— Heizflächenverhältnis . 121
— Trockengehalt des Saftes mit Extradampf (Tab. 20) 112
— ohne Extradampf (Tab. 18) 99
Mehrkörper-Temperatur-Gefälle 121
— Verdampfungsleistung jedes Körpers.
mit Extradampf (Tab. 19) 102
ohne Extradampf (Tab. 17) 91
— Wärmeverlust 218
— Zeichnung mit Extradampf 108
— — ohne Extradampf . 78
Metalle (Tab. 10 u. 11) . . 36
Mittlere Temperaturdifferenz (Tab. 1) . . . 2
— Diagramme 3, 4, 5
— bei kontinuierlicher Flüssigkeits-Kühlung . . . 327
— bei periodischer Flüssigkeits-Kühlung (Tab. 67) 339
— Gleichungen 5, 9
— im Rieselkondensator . 308
— — — Kühler 346
— bei Luftkühlung . . . 305
— bei Oberflächenkondensation (Tab. 52) . . . 275
— bei periodischer Wassererwärmung 60
— im Quadruple-Effet . . 122
— im Stufenkondensator (Tab. 50) 263
— bei Verdampfung im Vakuum 66

Nutzeffekt (volumetrischer) (Tab. 75) der Luftpumpe mit Druckausgleich . . 406
— ohne Druckausgleich . 403

Seite

Oberflächen (siehe Heizflächen und Kühlflächen)
— Kondensator (Kühler) Tab. 52) 270, 275
— Kondensator-Beispiele Tab. 58) 300
— der Tropfen und Strahlen (Tab. 45) 243
Öl, Heizung mit Öl 26

Pumpe (siehe Luftpumpe).

Rieselkondensator (Tab. 61) 308
Rieselkühler (Tab. 68) . . 345
Rohre.
— Druckverlust des Dampfs . 171
— — der Luft 184
— — des Wassers . . . 191
— Geschwindigkeit des Dampfes (Tab. 31, 33) . 177
— durch Rohre strömendes Wasserdampfgewicht (Tab. 32) 178
— Alkoholdampfgewicht Tab. 34) 182
— Ätherdampfgewicht (Tab. 55) 296
— Luftgewicht (Tab. 35) . 188
— Wassergewicht (Tab. 36) 194
— Verhältnis $\frac{l}{d}$ zum Kondensieren (Tab. 57) . . 294
— — zum Erwärmen . . 317
— — zum Kühlen (Tab. 65) 329
— — zum Verdampfen (Tab. 13) 44
Rührwerk 315, 320

Schaumscheider (Tab. 28) 138, 165
Schlangen zum Erwärmen . 320
— zum Verdampfen . . 44, 48
Siedetemperaturen in unteren Schichten siedender Flüssigkeiten (Tab. 16) . 82
— im Vakuum (Tab. 15) . 67

Seite

Springhöhen der Flüssigkeiten über Doppelböden . 162
— aus Heizrohren (Tab. 26) 144. 146, 154
— auf offenem Feuer . . 162
— der Tropfen . . . 163, 165
Strahlen (Tab. 45. 46) 242, 248
Stufenkondensator (Tab. 50) 264

Temperatur-Differenz (siehe mittlere Temperatur-Differenz.)
Transmissions-Koeffizient (siehe Wärmetransmissions-Koeffizient).
Trockengehalt (Tab. 18, 20, 21, 22) . . 99, 112, 116, 119
— in Mehrkörper-Apparaten mit Extradampf (Tab. 20) 105
— — ohne Extradampf (Tab. 18) 99
— in verdampften Laugen (Tab. 22) 116
Trockenschrank 71
Trockentrommel 62
Tropfen.
— Druck des Dampfes auf fallende (Tab. 23) . 127, 132
— — des geneigten Dampfstromes (Tab. 24, 25) 138
— Erwärmung (Tab. 46) . 248
— Fallhöhen (Tab. 48) . . 249
— Fänger (Rab. 28) . 138, 171
— Oberflächen und Inhalte (Tab. 45) 243
— Regen 254
— Springhöhen (Tab. 26) . 144

Überlauf (Tab. 43) 235

Vakuum.
— Heizfläche zu Inhalt darin 66
— Siedetemperatur der Flüssigkeit darin (Tab. 15) . 67
— Trockenschränke . . . 71
— Wärmeübertragung . . 70
Ventile für Dampf (Tab. 14) 56

Seite

Verdampfungsleitung der Doppelböden 33, 58
— der Heizschlangen (Tab. 13) 44
— der Mehrkörperapparate mit Extradampf . . . 106
— — ohne Extradampf . 86
— — im Vakuum . . . 70
Verdunstung heißer Laugen 65
Volumen aufsteigender Blasen (Tab. 29) 170
Volumen des gesättigten Dampfes (Tab. 9) . . . 30
— des überhitzten Dampfes (Tab. 6) 22
— der verdünnten Luft (Tab. 47) 250
— der warmen Luft (Tab. 59) 304
— um 1 Gefäß leer zu pumpen (Tab. 76) 415

Wärmeaufnahme des Eises 324, 344
— der Luft (Tab. 69) . . 350
— der Wasserkörper (Tab. 46) 249
Wärmeleitung der Metalle (Tab. 10 u. 11) . . . 36
— des Wassers 249
Wärme-Transmissions-Koeffizient 419
Wärme-Schutz-Masse . 218
Wärme-Übertragung
— durch Bleischlangen . . 47
— bei Doppelböden 33, 58, 319
— durch ruhenden Dampf 320
— bei direktem Feuer . . 14
— zwischen zwei Flüssigkeiten 26
— in Heizschlangen (Tab. 13) 44
— Hindernisse 28
— an Luft 303, 350
— beim Kühlen 324
— durch Luft (Tab. 00, 69) 303 350, 363

Seite

Wärme-Übertragung
— im Mehrkörper-Apparat 126
— im Oberflächen-Kondensator und Kühler . . . 397
— im Rauchkanal (Tab. 4) 15
— im Rieselkondensator . 309
— im Rieselkühler (Tab. 68) 345
— beim Rührwerk . . 315, 316
— bei Tonflächen 71
— durch Trommeln . . . 62
— im Überhitzer (Tab. 68) 23
— im Vakuum 70
— beim Verdampfen 26, 45, 58, 70
— Versuchsresultate 16, 17, 42, 47, 58, 60, 61, 62, 63, 70, 71, 217, 219, 254, 289—293, 307, 309, 318, 319, 320, 322, 323, 336, 337, 342—344, 349, 360, 362, 363.
— an Wasser im Oberflächenkondensator (Tab. 53, 54). 275
— an Wasser im Einspritz-Kondensator (Tab. 46, 50) 249, 265
— Widerstände 34
Wärmeverlust 204, 202
— Berechnung nach einfacher Formel (Tab. 40) 214
— nach E. Péclet (Tab. 37) 202
— der Rohre und Gefäße (Tab. 39, 40) 212
— des Quadruple-Effet . . 218
— Verhütung 218
— Versuchsresultate (Tab. 37) 208
Wasser.
— Bedarf für Kondensation (Tab. 41) 229

Seite

Wasser
— — des nassen Kondensators (Tab. 41, 72) 368
— — des trockenen Kondensators (Tab. 41, 15) 382
— Erwärmung durch Berührung (Tab. 45, 46) 241, 261
— Erwärmen durch Dampfeinströmung 18
— — durch Dampfschlange . . 312, 320
— — durch Doppelboden 58, 316
— Erwärmung durch direktes Feuer (Tab. 4) . . 14
— — durch ruhenden Dampf (Tab. 63) . 320
— — im Stufen-Kondensator (Tab. 50) . . 262
— Fallrohr (Tab. 42) . . 230
— Gewicht in Gefäßen aufsteigend (Tab. 56) . . 296
— Gewicht durch Rohre fließend (Tab. 36) . . 194
— Gewicht zu verdampfen, um bestimmte Saftkonzentration zu erreichen (Tab. 22) 116
— Kühlung (Tab. 69, 70) 350
— Luftgehalt desselben . 371
— Verteilung durch Löcher (Tab. 44) 237
— Verteilung durch Überlauf (Tab. 43) 235
Widerstände in Rohrleitungen . . . 171, 182, 184

Das Trocknen mit Luft und Dampf. Erklärungen, Formeln und Tabellen für den praktischen Gebrauch. Von E. Hausbrand, Kgl. Baurat. Dritte, vermehrte Auflage. Mit Textfiguren und 3 lithographierten Tafeln.

In Leinwand gebunden Preis M. 5,—.

Hilfsbuch für den Apparatebau. Von E. Hausbrand, kgl. Baurat. Mit 40 Tabellen und 159 Textfiguren. In Leinwand gebunden Preis M. 3,—.

Die Wirkungsweise der Rektifizier- und Destillier-Apparate mit Hilfe einfacher mathematischer Betrachtungen dargestellt. Von E. Hausbrand, kgl. Baurat. Zweite Auflage. Mit 18 Textfiguren und 13 Tafeln, nebst 19 Tabellen. Preis M. 5,—; in Leinwand gebunden M. 6,—.

Massen-Destillation von Wasser, insbesondere zur Erzeugung von Trinkwasser und Lokomotiv-Speisewasser. Mit 8 Abbildungen. Von Ludwig Bothas, Regierungsbaumeister a. D., St. Petersburg. Preis M. 2,—.

Kondensation. Ein Lehr- und Handbuch über Kondensation und alle damit zusammenhängenden Fragen, einschließlich der Wasserrückkühlung. Für Studierende des Maschinenbaues, Ingenieure, Leiter größerer Dampfbetriebe, Chemiker und Zuckertechniker. Von F. J. Weiß, Zivilingenieur in Basel.

Mit 96 Textfiguren. In Leinwand gebunden Preis M. 10,—.

Die Wärmeausnutzung bei der Dampfmaschine. Von W. Lynen, Aachen. Preis M. 1,—.

Generator-, Kraftgas- und Dampfkesselbetrieb in bezug auf Wärmeerzeugung und Wärmeverwendung. Eine Darstellung der Vorgänge, der Untersuchungs- und Kontrollmethoden bei der Umformung von Brennstoffen für den Generator-, Kraftgas- und Dampfkessel-Betrieb. Von Paul Fuchs, Ingenieur. Zweite Auflage von „**Die Kontrolle des Dampfkesselbetriebes**". Mit 42 Textfiguren.

In Leinwand gebunden Preis M. 5,—.

Formeln und Tabellen der Wärmetechnik. Zum Gebrauch bei Versuchen in Dampf-, Gas- und Hüttenbetrieben. Von Paul Fuchs, Ingenieur.

In Leinwand gebunden Preis M. 2,—.

Hilfsbuch für Dampfmaschinen-Techniker. Herausgegeben von Joseph Hrabák, k. und k. Hofrat, emer. Professor an der k. und k. Bergakademie zu Přibram. Vierte Auflage. In drei Teilen. Mit Textfiguren.

In drei Leinwandbände gebunden Preis M. 20.—.

Die Gebläse. Bau und Berechnung der Maschinen zur Bewegung, Verdichtung und Verdünnung der Luft. Von Albrecht von Ihering, Kais. Regierungsrat, Mitglied des Kaiserl. Patentamtes, Dozent an der Königl. Friedrich-Wilhelms-Universität zu Berlin. Zweite, umgearbeitete und vermehrte Auflage. Mit 522 Textfiguren und 11 Tafeln.

In Leinwand gebunden Preis M. 20.—.

Die Entwicklung der Dampfmaschine. Eine Geschichte der ortsfesten Dampfmaschine und der Lokomobile, der Schiffsmaschine und Lokomotive. Im Auftrag des Vereines deutscher Ingenieure bearbeitet von Conrad Matschoß. 2 Bände. Mit 1853 Textfiguren und 38 Bildnissen.
Preis in Leinwand geb. 24,—; in Halbleder geb. M. 27,—.

Die Dampfturbinen, mit einem Anhang über die Aussichten der Wärmekraftmaschinen und über die Gasturbine. Von Dr. A. Stodola, Professor am Eidgenössischen Polytechnikum in Zürich. Dritte, bedeutend erweiterte Auflage. Mit 434 Textfiguren und 3 lithogr. Tafeln.
In Leinwand gebunden Preis M. 20,—.

Neue Tabellen und Diagramme für Wasserdampf. Von Dr. R. Mollier, Professor an der Technischen Hochschule zu Dresden. Mit 2 Diagrammtafeln.
Preis M. 2,—.

Entwerfen und Berechnen der Dampfmaschinen. Ein Lehr- und Handbuch für Studierende und angehende Konstrukteure. Von Heinrich Dubbel, Ingenieur. Zweite, verbesserte Auflage. Mit 427 Textfiguren.
In Leinwand gebunden Preis M. 10,—.

Das Entwerfen nnd Berechnen der Verbrennungsmotoren. Handbuch für Konstrukteure und Erbauer von Gas- und Ölkraftmaschinen. Von Hugo Güldner, Oberingenieur, Direktor der Güldner Motoren-Gesellschaft in München. Zweite, bedeutend erweiterte Auflage. Mit 800 Textfiguren und 30 Konstruktionstafeln. In Leinwand gebunden Preis M. 24.—.

Die Steuerungen der Dampfmaschinen. Von Carl Leist, Professor an der Kgl. Technischen Hochschule zu Berlin. Zweite, sehr vermehrte und umgearbeitete Auflage, zugleich als fünfte Auflage des gleichnamigen Werkes von E. Blaha.
Mit 553 Textfiguren. In Leinwand gebunden Preis M. 20,—.

Die Thermodynamik der Dampfmaschinen. Von Fritz Krauß, Ingenieur, behördlich autorisierter Inspektor der Dampfkessel-Untersuchungs- und Versicherungs-Gesellschaft in Wien. Mit 17 Textfiguren. Preis M. 3,—.

Die Dampfkessel. Ein Lehr- und Handbuch für Studierende Technischer Hochschulen, Schüler Höherer Maschinenbauschulen und Techniken sowie für Ingenieure und Techniker. Bearbeitet von F. Tetzner, Professor, Oberlehrer an den Kgl. verein. Maschinenbauschulen zu Dortmund. Dritte, verbesserte Auflage. Mit 149 Textfiguren und 38 lithogr. Tafeln.
In Leinwand gebunden Preis M. 8,—.

Anleitung zur Durchführung von Versuchen an Dampfmaschinen und Dampfkesseln. Zugleich Hilfsbuch für den Unterricht in Maschinenlaboratorien technischer Schulen. Von Franz Seufert, Ingenieur, Lehrer an der Königl. höheren Maschinenbauschule zu Stettin. Mit 36 Textfiguren.
In Leinwand gebunden Preis M. 1,60.

Technische Untersuchungsmethoden zur Betriebskontrolle, insbesondere zur Kontrolle des Dampfbetriebes. Zugleich ein Leitfaden für die Arbeiten in den Maschinenbaulaboratorien technischer Lehranstalten. Von Julius Brand, Ingenieur, Oberlehrer der Königlichen vereinigten Maschinenbauschulen zu Elberfeld. Zweite, vermehrte und verbesserte Auflage. Mit 301 Textfiguren, 2 lithographierten Tafeln und zahlreichen Tabellen.
In Leinwand gebunden Preis M. 8,—.

OCT 27 1983

PLEASE DO NOT REMOVE
CARDS OR SLIPS FROM THIS POCKET

UNIVERSITY OF TORONTO LIBRARY

TP
363
H3
1909

Engin